

621.8(075)

П19

І.М. ПАСТУХ

Проектування ПРИВОДІВ

Навчальний посібник

The background of the cover features a complex technical illustration. It includes several large, interlocking gears in shades of blue and white. A prominent white arrow curves through the center, pointing towards the right. In the lower-left foreground, there is a 3D-rendered robotic arm with purple and green segments. The bottom right corner shows a detailed technical drawing or blueprint on a sheet of paper, partially unrolled, with various lines and mechanical components. The overall color palette is dominated by blues, purples, and greens, giving it a high-tech, industrial feel.

621.8(075)
П19

І.М. Пастух

Проектування ПРИВОДІВ

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки,
молоді та спорту України
як навчальний посібник для студентів
вищих технічних навчальних закладів*

Хмельницький . 2013

УДК 621.01/621.817

ББК 34.42

П19

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки, молоді та спорту України
як навчальний посібник для студентів вищих технічних навчальних закладів
(лист № 1/11-8098 від 29.08.2011)*

Рецензенти:

- Іскович-Лотоцький Р.Д.** – д-р техн. наук, проф., зав. кафедрою металорізальних верстатів та обладнання автоматизованого виробництва Вінницького національного технічного університету;
- Боровик О.В.** – д-р техн. наук, проф., нач. кафедри загальнонаукових та інженерних дисциплін Національної академії Державної прикордонної служби України ім. Б. Хмельницького;
- Лютий Є.М.** – д-р техн. наук, проф., зав. кафедрою прикладної механіки Національного лісотехнічного університету України

Пастух І. М.

- П19 Проектування приводів : навч. посібник / І. М. Пастух. – Хмельницький : ХНУ, 2013. – 243 с.
ISBN 978-966-330-156-3

Підготовлено як методичне забезпечення курсового проектування приводів машин (за основу прийняті транспортуючі машини) і може використовуватись для виконання контрольних робіт аналогічного профілю. Для студентів спеціальностей, освітньо-кваліфікаційною характеристикою яких передбачено вивчення основ машинознавства (“Прикладна механіка”, “Деталі машин”, “Основи конструювання”, “Транспортуючі машини”, “Машинознавство” тощо).

Подані основи визначення головних характеристик машин, у т.ч. транспортуючих, на базі яких у подальшому проектується привод. Наведені алгоритми і приклади розрахунку його параметрів, основних передач, валів та їх опор, а також методичні вказівки до виконання графічної частини проекту привода. Залежно від профілю спеціальності запропоновані завдання декількох груп складності.

УДК 621.01/621.817
ББК 34.42

469505

ISBN 978-966-330-156-3



© Пастух І. М., 2013
© ХНУ, оригінал-макет, 2013

ПЕРЕДМОВА

Світлій пам'яті
Юліана Францовича Добжанського
присвячується

Більшість сучасних професій сформувались у процесі розподілу праці та мають столітні традиції, оскільки потреби суспільства в багатьох сферах були і залишаються постійними. У кінці ХХ ст. кількість професій становила декілька тисяч.

Інженерна діяльність, положення інженера в суспільному розподілі праці завжди мали особливий статус. Про це свідчить, наприклад, те, що в країнах з розвинутою промисловістю та відповідним статусом інженерно-технічних працівників рівень професійності інженерів жорстко контролюється: в Німеччині, Канаді – найчастіше через обов'язковість отримання відповідної, тобто офіційно визначеної та визнаної як інженерна, інколи технологічна, освіти, для чого в таких країнах, як Німеччина, Австрія тощо чітко вирізняється статус (та академічне звання) “дипломований інженер”, а у Франції – титул “кваліфікований інженер”. Зміст творчості інженерів дає вагомі підстави визнавати інженерів одними з основних творців ноосфери в частині матеріальної культури та прикладної науки, “відповідальних за науково-технічний прогрес (загально)людської цивілізації” та, відповідно, “технологічний добробут” людства [1].

За визначенням *інженер* – особа, яка професійно займається інженерією. Видатний вітчизняний вчений-механік Віктор Львович Кірпи́чов (1845–1913 рр.) – блискучий організатор вищої освіти, прекрасний педагог, різносторонній вчений, котрий першим почав читати курс лекцій з прикладної та будівельної механіки в щойно створеному Петербурзькому політехнічному інституті [2–5], будучи одним з його засновників, приймав активну участь у створенні і був першим директором Харківського технологічного інституту (з 1885 р., нині НТУ “Харківський політехнічний інститут”), Київського політехнічного інституту (з 1898 р., нині НТУУ “Київський політехнічний інститут”) – сформулював поняття інженерії як *здатність придумувати та облаштовувати майбутнє*.

Деякі основні терміни, котрі відносяться до навчального процесу зводяться до наступного [1]. Під професією розуміється виділений окремо (окреслений) у рамках суспільного поділу праці комплекс дій та відповідних знань, що вимагає певної освіти чи кваліфікації, які особа може виконувати відносно постійно, та які становлять засоби її утримання. Процес засвоєння систематизованих знань і формування на їх основі світогляду, розвитку пізнавальних можливостей, а також набуття умінь і навичок для практичного застосування загальноосвітніх і професійних знань становить суть освіти. Кваліфікація (англ. *quality* – якість) передбачає наявність підготовки, професійних знань, навичок та досвіду, які дають можливість особі належним чином проводити певні дії; рівень підготовленості, майстерності, ступінь готовності до виконання праці за визначеною спеціальністю чи посадою, що визначається розрядом, класом чи іншими атестаційними категоріями.

Інженерія (синонім – інжиніринг, рідше вживають “інженерна справа”, ще рідше “інженерство”) – галузь людської інтелектуальної діяльності із застосування досягнень науки до вирішення конкретних проблем людства. Це реалізується через застосування як наукових знань, так і практичного досвіду (інженерних навичок, умінь) до створення, перш за все, *проекткування* корисних (найчастіше технологічних) процесів та технічних об'єктів, що реалізують такі процеси [1].

Люди, які постійно та професійно практикують інженерію, називаються інженерами. Етимологія цього терміна, як це на перший погляд здавалось би логічним, не походить від англійського *engine* (машина), хоча вперше термін “інженер” застосовано у французькій мові (*ingénieur* чи *ingénierie* від старофранцузького *engigneor*) для кваліфікації спеціалістів з проектування та виготовлення військових машин. У дійсності інженерна термінологія має в основі латинське слово *ingenium*, що означає природжену властивість сили розуму, а звідси – розумність, обдарованість, талановитість, майстерність, вмільість, спритність, винахідливість, досвідченість, вигадливість, кмітливість, здатність виконувати роботу тощо [6–8].

Основу інженерної підготовки становить група дисциплін, які формують її фундамент і, в певному сенсі, відносяться до загального машинознавства – прикладна механіка, деталі машин, основи конструювання машин, підйомно-транспортні машини тощо. Перераховані основні засади, які кваліфікують освіту, підготовку спеціаліста, окрім знань у чистому їх вигляді, передбачають наявність практичного досвіду, вміння вирішення практичних задач загального призначення, що й становить суть основ машинознавства. По суті цей посібник є керівництвом для самостійної роботи студентів, при цьому форма її залежно від профілю спеціальності (напряму) може бути різною – курсовий проект, курсова робота, розрахунково-графічна чи контрольна роботи. У цьому відношенні передбачено як різні системи кодування варіантів завдань, так і, відповідно, зміст самостійної роботи певної складності (див. розділ “Початкові положення”).

Ще одне зауваження стосується предмета та об’єкта самостійної роботи. З огляду на сучасні тенденції скорочення об’ємів урочних занять та перенесення акцентів на позаурочну самостійну роботу посібник формує її зміст таким чином, щоб при мінімальних витратах часу стало можливим в максимальній мірі охопити теоретичний матеріал та закріпити його у вигляді знань, практичних навичок, вміння вирішувати конкретну інженерну задачу загального призначення. Стосовно останнього слід нагадати, що за своїм місцем в інформативному потоці навчального процесу дисципліни циклу основ машинознавства вивчають деталі, пристрої та інші об’єкти техніки *загального призначення*. У цей перелік входять деталі закритих або відкритих передач, вали та осі, опори валів, корпусні деталі, з’єднання. Саме їх конструювання становить суть проектування приводів машин різного застосування. Звичайно, є деякі специфічні особливості, характерні для технологічних машин різних галузей, проте вони з позицій загальних параметрів приводів не відносяться до принципів. З іншого боку для деяких спеціальностей, наприклад, технологічних, важливою процедурою є складання технічного завдання на проектування тих видів робочих машин, які не відносяться до технологічних, наприклад – транспортуючих. У цьому випадку визначення головних силових та кінематичних характеристик приводу становить основу роботи над технічним завданням. Враховуючи те, що робочі машини поділяються на технологічні, конструкція та основні параметри котрих вивчаються в спеціальних курсах, та транспортуючі, які є предметом спеціальних навчальних дисциплін тільки для окремих освітніх напрямів, в посібнику для технологічних спеціальностей передбачене акцентування уваги саме на приводах транспортуючих машин та обґрунтуванні їх параметрів. Призначення початкових даних для проектування приводів студентами нетехнологічних напрямів суттєво спрощено, ці характеристики наведені безпосередньо в завданні.

Текстове оформлення посібника базується на тому, що поряд з теорією, наведено *прикладі конкретних розрахунків, котрі набрані курсивом*. Ті частини матеріалу, на який потрібно звернути увагу, виділено жирним шрифтом. Настійно рекомендується перед тим, як приступати до виконання розрахунків чи графічної роботи, в повній мірі опрацювати теоретичний матеріал. Корисним буде також матеріал, присвячений основним вимогам щодо оформлення текстових та графічних документів.

Посібник підготовлено на базі багаторічного досвіду викладання дисциплін циклу “Основи машинознавства” для студентів різних спеціальностей кафедрою машинознавства Хмельницького національного університету.

ПОЧАТКОВІ ПОЛОЖЕННЯ

Головні вимоги до оформлення самостійної роботи

Структурно у найбільш складному варіанті курсового проекту чи курсової роботи проект приводу включає пояснювальну записку (шифр ПЗ) та графічну частину. Вимоги щодо їх оформлення регламентуються нормативними документами у вигляді ГОСТ, ДСТУ, СТБ (відповідно – міждержавний стандарт, стандарт України, стандарт підприємства (організації) [9–24].

Стосовно *пояснювальних записок* ці вимоги коротко зводяться до наступного.

Текстові документи можуть виконуватись одним із способів: машинним (за допомогою комп'ютерної техніки), рукописним (креслярським шрифтом [21]), машинописним (висота шрифту за машинного способу не менше 1,8 мм, інших – не менше 2,5 мм). Пояснювальні записки виконують на аркушах формату А4 [20] або бланках форм 9 (перша сторінка), 9а (інші сторінки) [17]. Контрольні роботи допускається виконувати в стандартних зошитах формату 203 × 170 мм.

У документах (форми 9, 9а) відстань від рамки зліва, справа – не менше 3 мм, зверху, знизу – не менше 10 мм; на аркушах ф. А4 – поля справа не менше 10 мм, з інших сторін – не менше 20 мм. Абзаци – від 15 до 17 мм, однакові протягом всього документа. Виправлення вносяться при необхідності підчищенням чи зафарбовуванням з нанесенням на тому самому місці правильного тексту чи графіки.

Текст за необхідності ділять на розділи, які можна ділити на підрозділи або на пункти, підпункти тощо (критерій поділу полягає в тому, щоб пункти, підпункти містили завершену інформацію). Всі структурні елементи нумеруються арабськими цифрами, між окремими елементами номера, які відображають послідовно складові частини більш високого рангу, ставляться крапки, після номера крапка не ставиться. Номер ставиться з абзацу, назва розділу пишеться великими буквами. Відстань між заголовком та текстом – два-три рядки (інтервали) або 15 мм, між заголовками розділів і підрозділів – два інтервали (8 мм).

У тексті дозволено вживати загальноприйняті скорочення, які встановлені [10]. Скорочення, котрі за суттю відносяться до числової інформації, вживаються тільки з числом (5 мм, 102 МПа тощо). Посилання в тексті на джерела наводяться у формі [x], де x – порядковий номер джерела в їх переліку. Якщо посилання стосується декількох джерел, то їх номери наводяться через кому або через тире (джерела в переліку розташовані одне за другим). Посилання на розділи, підрозділи, пункти, рисунки, таблиці, формули, додатки наводяться таким чином: назва об'єкта посилання – розділ ... і т. ін., числове позначення об'єкта, причому назва об'єкта пишеться повністю – у розділі 3, в таблиці 2.1, згідно з формулою (рівнянням) (4.13) (номер формули – в круглих дужках).

Формули розташовуються безпосередньо за текстом, в якому вони згадуються, посередині сторінки або залежно від нормативного документа, якого дотримуються – з початку рядка, відстань від тексту над та під формулою – один рядок, бажано по можливості використовувати позначення фізичних величин згідно з [11–13]. Пояснення кожного позначення, що міститься в формулі, треба подавати з нового рядка в тій послідовності, в якій їх наведено в формулі. Перший рядок пояснення треба починати з абзацу словом **де** без двокрапки. Після пояснення позначення через кому пишуть одиницю відповідної фізичної величини.

Приклад

Напруження тиску, МПа:

$$\sigma = \frac{F}{A}, \quad (4.12)$$

де F – сила тиску, Н; A – площа контакту, м².

Згідно з [9] номер формули, який складається з номера розділу (дodatка) і порядкового номера формули у цьому розділі (дodatку), рекомендується проставляти тільки в тому випадку, коли на цю формулу є посилання в наступному тексті. Номер формули ставиться в крайній правій позиції. Формули, які подаються одна за другою, розташовують у стовпчик, відокремлюючи їх комами та крапкою в кінці (якщо немає пояснень). Переносити формули на наступний рядок необхідно тільки на знаку виконуваної операції, знак на початку наступного рядка повторюють.

Номер сторінки проставляють у верхньому правому кутку арабськими числами без крапки, якщо не використовуються форми 9 чи 9а, де номер проставляється у відповідних графах; послідовність номерів – наскрізна через весь документ. Титульний аркуш входить в нумерацію, але номер на ньому не проставляється.

Цифрові дані зводяться в таблиці. Назву таблиці пишуть з першої великої літери і розташовують над таблицею, починаючи над верхнім лівим кутом, після слова **Таблиця** та її номера, через тире. Таблиці, крім таблиць додатків, треба нумерувати в межах розділу арабськими цифрами. У такому випадку номер таблиці складають з номера розділу та порядкового номера таблиці в цьому розділі, відокремлених крапкою. Таблиці кожного додатка нумерують окремо. Нумери складають з літери – позначення додатка – та порядкового номера таблиці в додатку, відокремлених крапкою. Дозволяється наскрізна нумерація таблиць, крім додатків. Якщо таблиця не розміщується на одній сторінці, то її переносять, починаючи словами **Продовження таблиці ...** або **Кінець таблиці ...** (для останнього фрагмента таблиці). Висота рядків в таблиці – не менше 8 мм. Якщо одиниці виміру величин не вказані у назві таблиці, то вони наводяться через кому після назв цих параметрів.

Всі графічні матеріали розміщують безпосередньо після тексту, де вони вперше згадуються. Під рисунком наводиться розшифровка числових чи інших позначень на рисунку (якщо вони є), нижче – слово **Рисунок**, його номер, через тире – назва рисунка з великої букви. Рисунки треба нумерувати арабськими цифрами порядковою нумерацією в межах розділу, крім додатків. Номер рисунка складається з номера розділу і порядкового номера рисунка в цьому розділі, відокремлених крапкою. Дозволяється наскрізна нумерація рисунків, за винятком додатків. Рисунки кожного додатка мають окрему нумерацію, що складається з літери позначення додатка та порядкового номера рисунка в цьому додатку, відокремлених крапкою. Посилання в тексті на рисунок, в якому може наводитись тематика рисунка, не звільняє від необхідності наводити його позначення у повному обсязі.

Зразок оформлення титульного аркуша пояснювальної записки подано у додатку А (ГОСТ 2.105–95). Букви ПЗ є умовним позначенням виду документа згідно з [25].

Графічна частина роботи, якщо вона передбачена видом роботи, виконується згідно з вимогами діючої нормативно-технічної документації. Специфічні питання виконання креслень розглянуті в розділах, які присвячені цій частині роботи (курсового проекту чи курсової роботи).

Види та склад робіт

Оскільки однією із задач цього посібника є універсальність, передбачена можливість використання його для виконання навчальних робіт студентами різних груп спеціальностей. Група спеціальностей позначається першою буквою завдання. Варіативність завдань показана у таблиці 1.

Таблиця 1 – Позначення варіантів завдань

Перша буква завдання	Група спеціальностей
М	Машинобудівні, механічні, технологічні машинобудівні тощо
Т	Технологічні немашинобудівні
Г	Гуманітарно-технічні

Контрольні та розрахункові роботи для різних груп спеціальностей позначаються аналогічно та за складом відрізняються тільки відсутністю або скороченим обсягом графічної частини (за вказівкою керівника проекту чи роботи).

Склад робіт всіх видів відображено в таблиці 2. Прочерк у деяких клітинах свідчить про те, що в цій роботі вказаний пункт не виконується. У конкретних роботах їх склад порівняно з таблицею 2 може коригуватись керівником проекту.

Таблиця 2 – Склад проектів залежно від групи спеціальностей

Назва складової роботи (розділу, креслення тощо)	Номер модуля прикладу відповідно до коду групи		
	М	Т	Г
Завдання та початкові дані	1	2	3
Опис робочої транспортуючої машини	–	4	–
Попередній вибір тягового органа	–	5	–
Проектування вантажонесучого органа	–	6	–
Швидкість конвеєра	–	7	–
Розрахунок лінійних навантажень	–	8	–
Вибір коефіцієнтів опору руху	–	9	–
Розгорнута схема траси	–	10	–
Сила мінімального натягу тягового органа	–	11	–
Визначення параметрів ведучого органа приводу	12	12	12
Коефіцієнт корисної дії приводу	13	13	13
Тяговий розрахунок конвеєра	–	14	–
Перевірка вибору тягового органа	–	15	–
Діаграма натягу тягового органа	–	16	–
Комплектування приводу	17	18	19
Силові та кінематичні параметри валів	20	20	20
Розрахунок передачі гнучким зв'язком (у назві розділу вказується назва передачі залежно від завдання):			
– клинопасова;	21	21	21
– плоскопасова;	22	22	22
– цепна (ланцюгова)	23	23	23
Розрахунок відкритої зубчатої передачі (в назві розділу вказується назва передачі залежно від завдання):			
– циліндрична прямозуба;	24	24	24
– циліндрична косозуба;	25	25	25
– конічна прямозуба	26	26	26
Проектування приводного вала	27	27	27
Проектування колеса відкритої зубчатої передачі	28	28	28
Конструювання підшипникових вузлів приводного вала	29	29	29
Проектування ведучого органа приводу	30	30	30
Проектування редуктора	31	–	–
Графічна частина проекту	32	33	34

У подальшому в прикладах, наведених у модулях, підрозділи, пункти, підпункти позначаються за типом Х.2.3.4. У пояснювальній записці замість символу Х у позначенні розділів, пунктів, підпунктів, рисунків потрібно писати номер конкретного поточного в цьому документі розділу.

Інші специфічні вимоги стосовно окремих розділів викладені в теоретичній частині відповідних модулів.

ЗАВДАННЯ ТА ПОЧАТКОВІ ДАНІ

Модуль 1 (для груп спеціальностей М)

Код завдання розшифровується згідно з таблицею 3.

Таблиця 3 – Розшифровка коду завдань для груп спеціальностей М

М	58	КД	І	КНБ	3800
Код групи	Варіант розмірів конвеєра	Тип конвеєра	Код швидкості конвеєра V , м/с	Склад приводу	Натяг тягового органа в точці набігання F_H , Н

Варіанти розмірів конвеєра, необхідні для подальших розрахунків, вибирають з таблиці 4.

Таблиця 4 – Варіанти розмірів конвеєра

Друге число коду	Параметр	Перше число коду варіантів розміру								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Крок цепу t , мм	40	50	63	80	100	125	160	200	250
	Кількість прокладок стрічки $z_{\text{п}}$	2	2	3	3	3	4	4	4	5
1	Розмір ширини B , мм	280	320	360	400	450	500	560	630	710
2		320	360	400	450	500	560	630	710	800
3		360	400	450	500	560	630	710	800	900
4		400	450	500	560	630	710	800	900	1020
5		450	500	560	630	710	800	900	1020	1100
6		500	560	630	710	800	900	1020	1100	1250
7		560	630	710	800	900	1020	1100	1250	1300
8		630	710	800	900	1020	1100	1250	1300	1400
9		710	800	900	1020	1100	1250	1300	1400	1500

Примітка. З таблиці 4 вибираються тільки ті дані, які дійсні для заданого типу конвеєра: розмір вантажонесучого органа B має значення для конвеєрів **СВ, СГ, СЖ, СП, СР, СС, СЦ, ЦВ, ПБ, ПН, ЦН, ЦР, КД, ПД, ВВ, ВП, ВД**; крок цепу t вибирається для всіх конвеєрів *окрім* **СС, СР, СЖ, СГ, СВ, ПВ, ПШ**, для конвеєрів **ПВ та ПШ** крок цепу t завжди дорівнює 80 мм, тому ці дані в таблиці 4 потрібно ігнорувати; кількість прокладок вибирається для конвеєрів **СР, СЖ, СГ, СВ**.

Типи конвеєрів наведені в таблиці 5.

Таблиця 5 – Типи конвеєрів

Позначення	Назва конвеєра	Номер схеми за таблицею 6
1	2	3
ВВ	Візковий вертикальнозамкнутий	9
ВД	Візковий горизонтальнозамкнутий двоцепний	11
ВО	Візковий горизонтальнозамкнутий одноцепний	10
ВП	Візковий підлоговий	9
КД	Колісковий двоцепний	6
КО	Колісковий одноцепний	5
ПБ	Пластинчатий бортовий	2
ПВ	Підвісний вантажонесучий	12

Продовження таблиці 5

1	2	3
ПД	Поличний двоцепний	8
ПН	Пластинчатий безбортовий	2
ПО	Поличний одноцепний	7
ПШ	Підвісний штовхаючий	12
СВ	Стрічковий дворядний з зустрічним рухом	1
СГ	Стрічковий з гладкою основою	1
СЖ	Стрічковий з жолобчатою роликоопорою	1
СП	Стрічково-цепний з гладкою основою	3
СР	Стрічковий на прямих роликоопорах	1
СС	Стрічковий з дротяною сіткою	1
СЦ	Стрічково-цепний	3
ЦВ	Стрічково-цепний дворядний з зустрічним рухом	3
ЦН	Цепнонесучий з сітчаним настилом	4
ЦО	Цепнонесучий одноцепний	4
ЦР	Цепнонесучий з решітчастим настилом	4

Принципові схеми конвеєрів наведені у таблиці 6.

Таблиця 6 – Принципові схеми конвеєрів

<p>1</p>	<p>2</p>	<p>3</p>
<p>4</p>	<p>5</p>	<p>6</p>
<p>7</p>	<p>8</p>	<p>9</p>
<p>10</p>	<p>11</p>	<p>12</p>

Стандартні значення швидкості V робочих транспортних машин (колова швидкість ведучого органа приводу) заковані у таблиці 7.

Таблиця 7 – Стандартні значення швидкості транспортних машин, м/с

Код	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Швидкість	0,05	0,063	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,315	0,4	0,5

Обов'язкові елементи приводу вибираються з таблиці 8.

Таблиця 8 – Обов'язкові елементи приводу

Позначення	Назва обов'язкового елемента приводу
А	Відкрита прямозуба циліндрична передача
Б	Відкрита косозуба циліндрична передача
В	Відкрита прямозуба конічна передача
Г	Редуктор одноступеневий циліндричний прямозубий з горизонтальними валами
Д	Редуктор одноступеневий циліндричний косозубий з горизонтальними валами
Е	Редуктор одноступеневий циліндричний прямозубий з вертикальними валами
Ж	Редуктор одноступеневий циліндричний косозубий з вертикальними валами
К	Клинопасова передача
Л	Редуктор одноступеневий конічний прямозубий з горизонтальними валами
М	Редуктор одноступеневий конічний прямозубий з вертикальними валами
Н	Редуктор одноступеневий черв'ячний з горизонтальними валами
П	Плоскопасова передача
Р	Редуктор одноступеневий черв'ячний з вертикальним вихідним валом
Ц	Цепна передача

Останнє число в позначенні проекту відповідає силі натягу тягового органа F_H в точці набігання на ведучий елемент, яка регламентується завданням з таблиці 9.

Таблиця 9 – Ряди значень сили натягу тягового органа, Н

520	530	550	580	600	630	650	670	700	710
730	750	780	800	820	840	850	880	900	920
950	980	1000	1020	1050	1080	1100	1120	1150	1180
1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650
1700	1750	1800	1850	1900	1950	2000	2050	2100	2150
2200	2250	2300	2400	2500	2600	2700	2800	2900	3000
3100	3150	3200	3400	3500	3600	3800	4000	4400	4800

Примітки:

1. Для конвеєрів **ВД, КД, ПБ, ПД, ПН, ЦН, ЦР** сила натягу тягового органа в **точці збігання** приймається не менше 1000 Н, для всіх інших цепних – не менше 500 Н. Значення сили потрібно вибирати з таблиці 9.

2. Значення сили натягу, які більші наведених в таблиці 9, одержують шляхом множення відповідних табличних на десять.

Приклад

Х ЗАВДАННЯ ТА ПОЧАТКОВІ ДАНІ

Х.1 Тип конвеєра – колісковий двоцепний. Принципова схема конвеєра показана на рисунку Х.1.

Х.2 Крок цепу $r_{ц} = 100$ мм, розмір ширини $B = 1020$ мм.

Х.3 Швидкість транспортної машини $V = 0,05$ м/с.

Х.4 Типи обов'язкових елементів приводу

Привод включає: клинопасову передачу, редуктор одноступеневий черв'ячний з горизонтальними валами, відкриту косозубу циліндричну передачу.

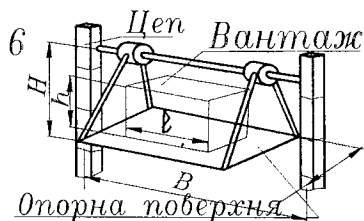
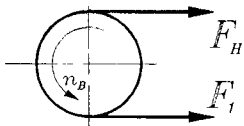


Рисунок X.1 – Принципова схема конвеєра

X.5 Сила натягу тягового органа в точці набігання на ведучий елемент $F_H = 3800$ Н. Схема діючих на тяговий орган сил показана на рисунку X.2.



F_H – сила натягу тягового органа в точці набігання на ведучий елемент,
 F_1 – те саме, в точці збігання, n_B – частота обертання вала приводу

Рисунок X.2 – Схема сил, діючих на тяговий орган

X.6 Сила натягу тягового органа в точці збігання. Прийнято силу натягу тягового органа в точці збігання для двоцепного приводу $F_1 = 1100$ Н.

Модуль 2 (для груп спеціальностей Т)

Код завдання розшифровується згідно з таблицею 10.

Таблиця 10 – Розшифровка коду завдань для груп спеціальностей Т

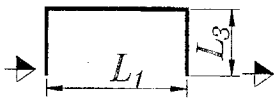
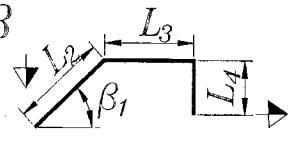
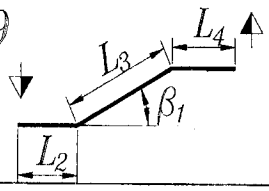
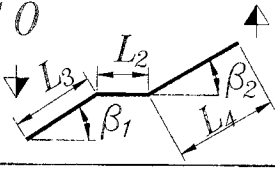
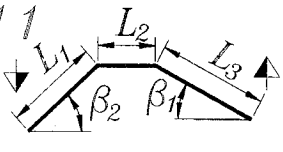
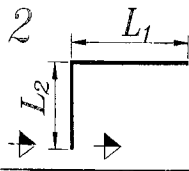
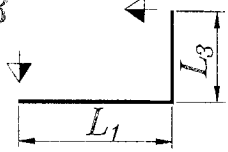
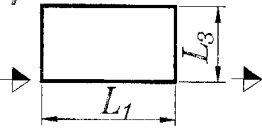
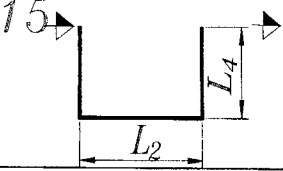
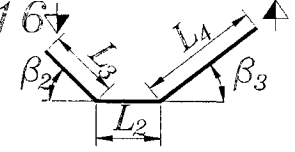
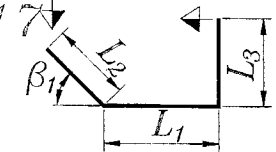
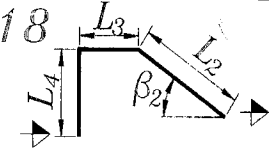
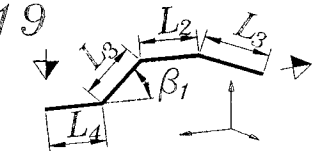
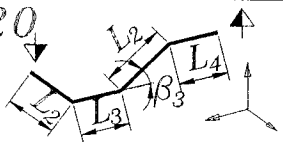
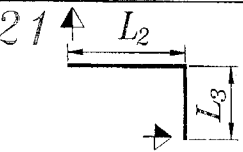
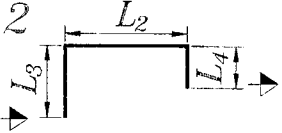
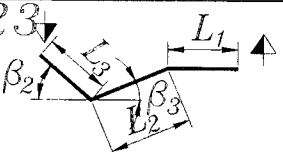
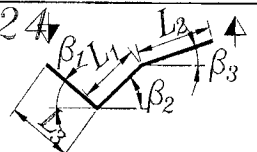
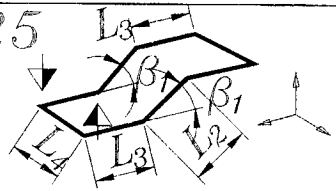
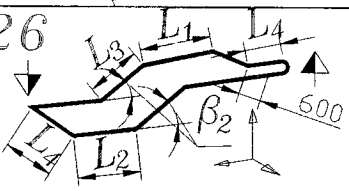
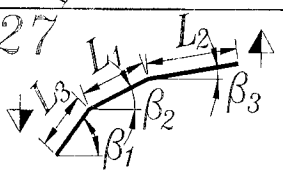
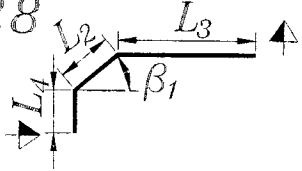
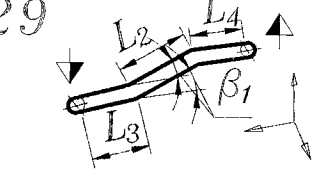
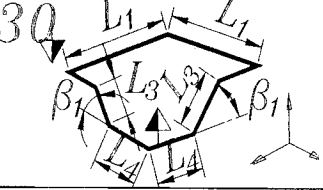
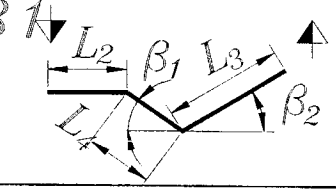
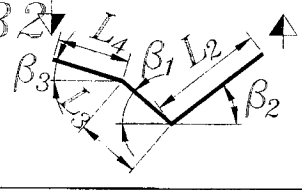
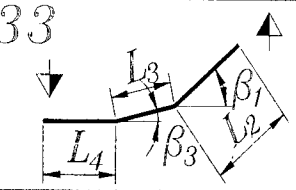
Т	39	КД	5	П	28	КГБ	450
Код групи	Варіант схеми траси	Тип конвеєра	Варіант розмірів конвеєра	Тип опорного органа	Варіант вантажу	Склад приводу	Продуктивність конвеєра

Варіанти схем трас конвеєрів наведені в таблиці 11. У зображенні схем прийняті наступні умовні позначення: стрілка в напрямку до траси вказує на положення точки завантаження, стрілка від траси – на точку розвантаження. Ті схеми, біля яких розміщено три осі координат, відносяться до просторових (можливі повороти як в горизонтальній, так і в вертикальній площинах), інші схеми відповідають горизонтальнозамкнутим або вертикальнозамкнутим трасам (відповідно до типу конвеєра). Номер траси показано у верхньому лівому кутку.

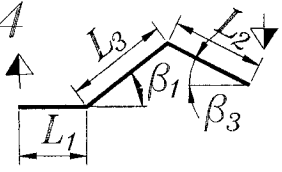
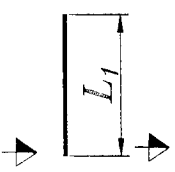
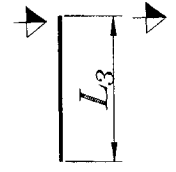
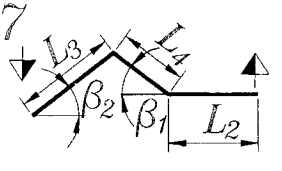
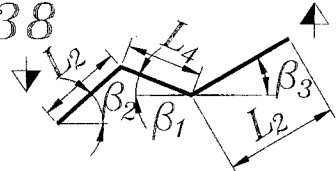
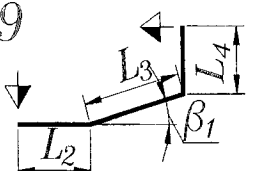
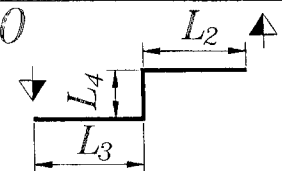
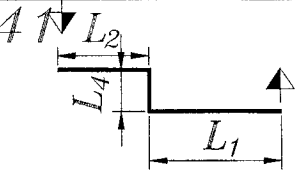
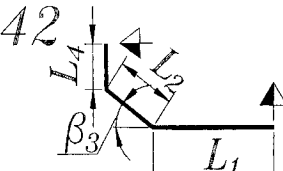
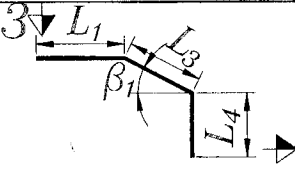
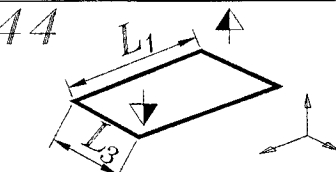
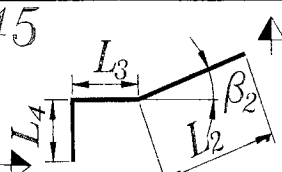
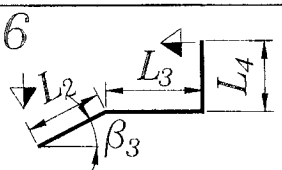
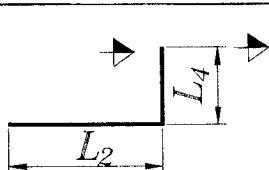
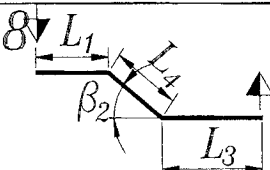
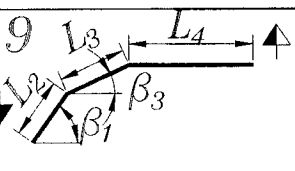
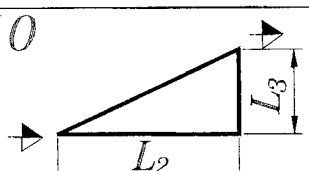
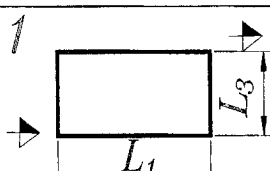
Таблиця 11 – Схеми трас конвеєрів

1 	2 	3
4 	5 	6

Продовження таблиці 11

7 	8 	9 
10 	11 	12 
13 	14 	15 
16 	17 	18 
19 	20 	21 
22 	23 	24 
25 	26 	27 
28 	29 	30 
31 	32 	33 

Продовження таблиці 11

34 	35 	36 
37 	38 	39 
40 	41 	42 
43 	44 	45 
46 	47 	48 
49 	50 	51 

Типи конвеєрів наведені в таблиці 12.

Таблиця 12 – Типи конвеєрів

Позначення	Назва конвеєра	Вид траси	Тип ходового елемента
1	2	3	4
ВВ	Візковий вертикальнозамкнутий	В	КР
ВД	Візковий горизонтальнозамкнутий двоцепний	Г	КР
ВО	Візковий горизонтальнозамкнутий одноцепний	Г	КР
ВП	Візковий підлоговий	Г	КР
КД	Колисковий двоцепний	В	ГЦ
КО	Колисковий одноцепний	В	ГЦ
ПБ	Пластинчатий бортовий	В	КЦ
ПВ	Підвісний вантажонесучий	П або Г	РК

Продовження таблиці 12

1	2	3	4
ПД	Поличний двоцепний	В	КЦ
ПН	Пластинчатий безбортовий	В	КЦ
ПО	Поличний одноцепний	В	КЦ
ПШ	Підвісний штовхаючий	П або Г	РК
СВ	Стрічковий дворядний з зустрічним рухом	В	РК
СГ	Стрічковий з гладкою основою	В	ГК (робоча), РК (неробоча ділянка)
СЖ	Стрічковий з жолобчатою роликоопорою	В	РК
СП	Стрічково-цепний з гладкою основою	В	ГК
СР	Стрічковий на прямих роликоопорах	В	РК
СС	Стрічковий з дротяною сіткою	В	ГК
СЦ	Стрічково-цепний	В	КР
ЦВ	Стрічково-цепний дворядний із зустрічним рухом	В	КР
ЦН	Цепнонесучий з сітчастим настилом	В	ГЦ
ЦО	Цепнонесучий одноцепний	Г	ГК
ЦР	Цепнонесучий з решітчастим настилом	В	ГЦ

У таблиці 12 застосовані наступні умовні позначення:

В – вертикальнозамкнута траса (повороти можливі тільки у вертикальній площині);

Г – горизонтальнозамкнута траса (повороти можливі тільки в горизонтальній площині);

П – просторова траса, повороти можливі в горизонтальній та вертикальній площинах;

КР – кочення на роликах з підшипниками ковзання, КЦ – кочення на роликах цепу,

РК – кочення на роликах з підшипниками кочення, ГК – ковзання по гладкій площині, ГЦ – ковзання цепу по площині.

Варіанти розмірів наведені в таблиці 13.

Таблиця 13 – Розміри трас конвеєрів, лінійні – м, кутові – градуси

Варіант	L_1	L_2	L_3	L_4	β_1	β_2	β_3
1	10	6	4	1,5	24	15	8
2	11	6,3	4,2	1,6	22	13	7,5
3	13	6,7	4,5	1,8	20	11	7
4	15	7,1	4,8	1,9	18	10	6,5
5	17	7,5	5	2	16	9	6,2
6	19	8	5,3	2,2	15	8,5	6
7	20	8,5	5,6	2,4	13	8	5,5
8	22	9	5,8	2,5	12	7,5	5,3
9	25	9,5	6	2,7	11	7	5
10	28	10	6,2	2,8	10	6,5	4,8
11	30	11	6,5	2,9	9	6	4,5
12	32	12	6,7	3	8	5,5	4
13	36	13	7	3,2	7	5	3,5
14	38	14	7,3	3,4	6	4	3
15	40	15	7,5	3,8	5	3	2

З таблиці 13 *вибираються тільки ті розміри*, які вказані на конкретній схемі траси конвеєра.

Опорні органи поділяються на типи: П – платформи (суцільні плоскі та криволінійні пластини), Р – решітки як плоскої, так і криволінійної форми, Л – лотки, ящики, ковші, які мають борти, що обмежують зміщення положення вантажу, К – кроки, стержні прямолінійної, криволінійної чи ламаної форми, С – захвати.

Варіанти вантажів, які транспортують конвеєри, наведені у таблиці 14.

Таблиця 14 – Варіанти вантажів

Тип орієнтації вантажу					Назва та форма вантажу	Маса вантажів <i>m</i> , кг	Розмір вантажу, мм		
A	B	C	D	E			довжина <i>l</i>	ширина <i>b</i>	висота <i>h</i>
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	Тканина в кипах	70	1500	450	350
6	7	8	9	10	Тканина в кипах	60	900	400	400
11	12	13	14	15	Тканина в кипах	80	1300	500	400
16	17	18	19	20	Тканина в рулонах	22	1500	300	160
21	22	23	24	25	Тканина в рулонах	19	1300	300	160
26	27	28	29	30	Тканина в рулонах	12	900	250	120
31	32	33	34	35	Тканина в рулонах	8	720	200	90
36	37	38	39	40	Тканина в рулонах	6	450	180	70
41	42	43	44	45	Вата в тюках	65	1200	600	600
46	47	48	49	50	Ватин у кипах	50	1500	400	400
51	52	53	54	55	Поролон у пачках	40	2000	1000	500
56	57	58	59	60	Поролон у пачках	20	1000	500	500
61	62	63	64	65	Настил	5	1300	400	30
66	67	68	69	70	Крій у пачці	6,3	1100	350	50
71	72	73	74	75	Крій у пачці	4,8	700	250	90
76	77	78	79	80	Крій у пачці	10	400	300	200
81	82	83	84	85	Крій у пачці	2,6	500	150	100
86	87	88	89	90	Крій у пачці	6,7	1400	400	40
91	92	93	94	95	Крій у пачці	3,8	350	200	200
96	97	98	99	100	Крій у пачці	9	450	275	190
101	102	103	104	105	Крій у пачці	7	280	250	250
106	107	108	109	110	Полотно настил	3,5	1200	900	15
111	112	113	114	115	Полотно в рулоні	6	1300	300	300
116	117	118	119	120	Заготовки в пачці	3,6	300	200	200
121	122	123	124	125	Заготовки в пачці	1,9	250	170	150
126	127	128	129	130	Заготовки в пачці	1,4	400	150	80
131	132	133	134	135	Заготовки в пачці	1,6	600	120	70
136	137	138	139	140	Заготовки в пачці	2,9	500	350	20
141	142	143	144	145	Заготовки в пачці	1,3	375	180	90
146	147	148	149	150	Заготовки в пачці	1,9	420	280	240
151	152	153	154	155	Заготовки в упаковці	1,8	500	400	70
156	157	158	159	160	Заготовки в упаковці	1,6	450	300	50
161	162	163	164	165	Заготовки в упаковці	2,2	550	500	80
166	167	168	169	170	Заготовки в упаковці	2,7	700	400	90
171	172	173	174	175	Заготовки в упаковці	2,4	400	350	150
176	177	178	179	180	Заготовки в упаковці	2,5	370	370	120
181	182	183	184	185	Заготовки в упаковці	1,3	250	200	100
186	187	188	189	190	Заготовки в упаковці	2,6	280	250	170
191	192	193	194	195	Заготовки в коробці	1,6	330	280	130
196	197	198	199	200	Заготовки в коробці	1,9	620	400	120
201	202	203	204	205	Заготовки в коробці	1,8	570	380	130
206	207	208	209	210	Готові вироби	2,8	1200	500	100
211	212	213	214	215	Готові вироби	1,2	1100	480	80
216	217	218	219	220	Готові вироби	1,8	900	500	80

Продовження таблиці 14

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
221	222	223	224	225	Готові вироби	0,9	750	480	80
226	227	228	229	230	Готові вироби	1,6	780	480	60
231	232	233	234	235	Готові вироби	0,7	1020	330	15
236	237	238	239	240	Готові вироби	3,2	1400	560	110
241	242	243	244	245	Готові вироби	3,4	610	330	60
246	247	248	249	250	Готові вироби	0,6	700	300	20
251	252	253	254	255	Готові вироби	0,3	700	480	20
256	257	258	259	260	Готові вироби	4,8	100	350	80
261	262	263	264	265	Білизна в пачці	4,6	350	220	200
266	267	268	269	270	Білизна в пачці	7,5	400	250	250
271	272	273	274	275	Білизна в пачці	5,6	380	320	190
276	277	278	279	280	Білизна в пачці	12	450	300	300
281	282	283	284	285	Ватник в рулоні	7	1100	400	400
286	287	288	289	290	Ватник в рулоні	5	700	400	400
291	292	293	294	295	Шкіра	13	1300	200	200
296	297	298	299	300	Шкіра	17	1500	300	300
301	302	303	304	305	Шкіра верху в рулоні	10	700	200	200
306	307	308	309	310	Шкіра верху в рулоні	4	500	150	150
311	312	313	314	315	Шкіра верху в рулоні	32	900	350	350
316	317	318	319	320	Шкіра верху в пачці	96	1500	100	300
321	322	323	324	325	Шкіра верху в пачці	16	700	500	200
326	327	328	329	330	Шкіра верху в пачці	41	1200	800	200
331	332	333	334	335	Шкіра низу	66	1800	1200	50
336	337	338	339	340	Шкіра низу	90	200	1500	40
341	342	343	344	345	Повість у листах	63	1500	1200	100
346	347	348	349	350	Повість у листах	6	1500	1200	8
351	352	353	354	355	Резина у пачці	40	680	520	220
356	357	358	359	360	Резина у пачці	35	520	520	200
361	362	363	364	365	Деталі пластмасові	10	550	300	200
366	367	368	369	370	Резина пориста в пачці	24	690	525	250
371	372	373	374	375	Резина формована в пачці	48	720	340	150
376	377	378	379	380	Підшва в пачці	18	300	180	160
381	382	383	384	385	Шкіра штучна в рулоні	34	830	300	300
386	387	388	389	390	Плівка полівінілхлоридна	26	1400	200	200
391	392	393	394	395	Шкіра синтетична	18	750	250	250
396	397	398	399	400	Картон у пачці	45	1200	700	80
401	402	403	404	405	Картон у пачці	22	350	200	200
406	407	408	409	410	Клей в барабанах	50	600	300	300
411	412	413	414	415	Фурнітура в ящиках	30	450	300	300
416	417	418	419	420	Фурнітура в коробці	12	280	220	180
421	422	423	424	425	Коробки упакування	14	320	270	200
426	427	428	429	430	Деталі взуття в пачках	5	330	200	160
431	432	433	434	435	Деталі взуття в пачках	7	380	220	190
436	437	438	439	440	Деталі взуття в пачках	8	400	320	100
446	447	448	449	450	Заготовки на колодці	0,9	300	100	80
451	452	453	454	455	Заготовки на колодці	1	350	120	110
456	457	458	459	460	Заготовки на колодці	0,4	180	800	60
461	462	463	464	465	Готові вироби	1,6	450	320	130
466	467	468	469	470	Готові вироби	0,9	420	250	85
471	472	473	474	475	Готові вироби	1,1	300	150	110

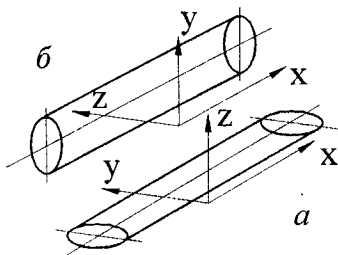
Продовження таблиці 14

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
476	477	478	479	480	Готові вироби	0,7	250	200	90
481	482	483	484	485	Готові вироби	0,8	220	110	110
486	487	488	489	490	Готові вироби	0,7	240	140	90
491	492	493	494	495	Готові вироби	0,5	180	70	60
496	497	498	499	500	Підошва в упаковці	0,2	300	100	25
501	502	503	504	505	Готове взуття	0,8	450	320	130
506	507	508	509	510	Готове взуття	0,8	320	130	130
511	512	513	514	515	Готове взуття	0,6	300	150	110
516	517	518	519	520	Готове взуття	0,4	290	140	90
521	522	523	524	525	Готове взуття	0,2	170	65	60
526	527	528	529	530	Готове взуття	0,3	280	110	60
531	532	533	534	535	Готове взуття	0,5	280	145	100
536	537	538	539	540	Упаковка	12	380	300	260
541	542	543	544	545	Упаковка	3,5	275	250	180
546	547	548	549	550	Упаковка	4,2	340	290	190
551	552	553	554	555	Упаковка	4,8	450	315	200
556	557	558	559	560	Упаковка	5,1	480	340	210
561	562	563	564	565	Упаковка	5,9	520	470	215
566	567	568	569	570	Упаковка	6,3	550	480	220
571	572	573	574	575	Упаковка	7,2	580	490	225
576	577	578	579	580	Упаковка	8,4	630	510	230
581	582	583	584	585	Упаковка	9,6	680	450	200
586	587	588	589	590	Упаковка	10,8	710	420	205

Тип орієнтації відповідає позначенню буквами А, В, С, D, Е на початку таблиці 14 тієї колонки, в якій знаходиться заданий номер вантажу. Розташування осей для вертикально-замкнених, горизонтальнозамкнених та просторових трас показано на рисунку 1, а поєднання розмірів вантажу з відповідними осями при різних типах орієнтації представлено в таблиці 15.

Таблиця 15 – Напрямок розмірів вантажу відносно осей (рисунки 1)

Осі згідно з рисунком 1	Розмір вантажу, який збігається з напрямком осі, при орієнтації за типом:				
	А	В	С	Д	Е
X	l	b	b	h	l
Y	h	l	h	b	b
Z	b	h	l	l	h



a – горизонтальнозамкнута та просторова;

b – вертикальнозамкнута

Рисунки 1 – Схема осей координат для трас конвеєрів

Склад приводу, в який згідно із завданням повинні входити обов'язкові елементи приводу, вибирається з таблиці 16. У ній потрібно послідовно розшифрувати три букви коду складу приводу, які в завданні є останньою комбінацією букв.

Останні три числа в коді завдання відображають *продуктивність конвеєра* Q_z шт./год. Значення продуктивності конвеєра вибираються з ряду: 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 300, 320, 360, 380, 400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710.

При необхідності можливий вибір інших значень зі стандартних рядів чисел, яким слід надавати перевагу [26].

Таблиця 16 – Обов'язкові елементи приводу

Позначення	Назва обов'язкового елемента приводу	Позначення	Назва обов'язкового елемента приводу
А	Відкрита прямозуба циліндрична передача	Н	Редуктор конічно-циліндричний КЦ2
Б	Відкрита косозуба циліндрична передача	П	Плоскопасова передача
В	Відкрита прямозуба конічна передача	Р	Редуктор черв'ячний одноступеневий РЧУ
Г	Редуктор циліндричний двоступеневий Ц2УН	С	Редуктор черв'ячний одноступеневий Ч
Д	Редуктор циліндричний двоступеневий Ц2У-Н	Т	Редуктор черв'ячний двоступеневий Ч2
Е	Редуктор циліндричний двоступеневий РЦД	У	Редуктор хвильовий Вз
Ж	Редуктор конічно-циліндричний КДВ	Ф	Редуктор планетарний Пз
І	Редуктор циліндричний двоступеневий РМ	Х	Редуктор планетарний Пз2
И	Редуктор циліндричний одноступеневий ЦУ	Ц	Цепна передача
К	Клинопасова передача	Ш	Редуктор циліндричний двоступеневий Ц2С
Л	Редуктор циліндричний триступеневий Ц3У	Ю	Редуктор циліндричний одноступеневий ЦОН
М	Редуктор конічно-циліндричний КЦ1	Я	Редуктор циліндричний двоступеневий Ц2У

Приклад**Х ЗАВДАННЯ ТА ПОЧАТКОВІ ДАНІ****Х.1 Транспортований вантаж та його характеристики**

Конвеєр транспортує тканину в рулонах. Маса вантажу $m = 12$ кг, розміри: довжина $l = 900$ мм, ширина $b = 250$ мм, висота $h = 120$ мм. Вантаж орієнтовано за типом С – шириною в напрямку руху, довжиною перпендикулярно площині траси.

Х.2 Тип робочої транспортної машини (РТМ) – конвеєр колісковий двоцепний. Тип опорного органа II – платформа (суцільні плоскі та криволінійні пластини).

Х.3 Продуктивність РТМ $Q_z = 450$ шт./год.

Х.4 Типи обов'язкових елементів приводу

Привід включає клинопасову передачу, редуктор циліндричний двоступеневий Ц2УН та відкриту косозубу циліндричну передачу.

Х.5 Траса конвеєра та її розміри

Схема траси конвеєра показана на рисунку Х.1. (з таблиці 11 перекреслюється схема, яка відповідає завданню).

Х.6 Розміри траси:

$L_2 = 7,5$ м, $L_3 = 5$ м, $L_4 = 2$ м, $\beta_1 = 16^\circ$.

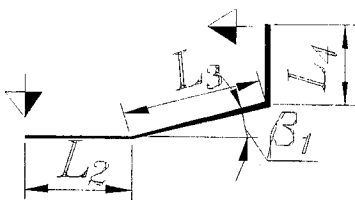


Рисунок Х.1 – Схема траси

Модуль 3 (для груп спеціальностей Г)

Код завдання розшифровується згідно з таблицею 17.

Таблиця 17 – Розшифровка коду завдань для груп спеціальностей Г

Г	58	ДЦ	І	КНБ	3800
Код групи	Варіант розмірів конвеєра	Тип приводу	Код колової швидкості	Обов'язкові елементи приводу	Напряг цепу в точці набігання, Н

Варіанти розмірів наведені в таблиці 18, причому за *першим числом* коду вибирається колонка, за *другим* – рядок для призначення розміру ширини.

Таблиця 18 – Варіанти значень кроку тягового цепу t та розміру ширини B , мм

Друге число коду	Параметр	Перше число коду варіантів розміру								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Крок t	40	50	63	80	100	125	160	200	250
1	Ширина B	280	320	360	400	450	500	560	630	710
2		320	360	400	450	500	560	630	710	800
3		360	400	450	500	560	630	710	800	900
4		400	450	500	560	630	710	800	900	1020
5		450	500	560	630	710	800	900	1020	1100
6		500	560	630	710	800	900	1020	1100	1250
7		560	630	710	800	900	1020	1100	1250	1300
8		630	710	800	900	1020	1100	1250	1300	1400
9		710	800	900	1020	1100	1250	1300	1400	1500

Типи приводів розшифровані в таблиці 19.

Таблиця 19 – Типи приводів транспортуючих машин

Позначення	Тип приводу
ДЦ	Двоцепний
ОМ	Одноцепний міжопорний
ОК	Одноцепний консольний

Стандартні значення швидкості транспортних машин (колова швидкість ведучого органа приводу) V в м/с вибираються з таблиці 7.

Обов'язкові елементи приводу вибираються з таблиці 16.

Останнє число в позначенні проекту відповідає силі натягу тягового органа в *точці набігання* на ведучий елемент F_H в Н, яка призначається керівником проекту з таблиці 9. Для приводів *ОМ* та *ОК* сила натягу тягового органа в *точці збігання* приймається на менше 500 Н, для приводу *ДЦ* – не менше 1000 Н, конкретні значення повинні відповідати таблиці 9.

Приклад

X ЗАВДАННЯ ТА ПОЧАТКОВІ ДАНІ

X.1 Тип приводу транспортуючої машини – двоцепний.

X.2 Крок тягового органа $t = 100$ мм, розмір ширини $B = 1020$ мм.

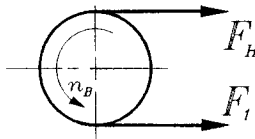
X.3 Швидкість транспортуючої машини $V = 0,05$ м/с.

X.4 Типи обов'язкових елементів приводу.

Привод включає: клинопасову передачу, редуктор циліндричний двоступеневий Ц2УН, відкриту косозубу циліндричну передачу.

X.5 Сила натягу тягового органа в *точці набігання* на ведучий елемент $F_H = 3800$ Н.

Схема діючих на тяговий орган сил показана на рисунку X.1.



F_H – сила натягу тягового органа в *точці набігання* на ведучий елемент,

F_1 – те саме, в *точці збігання*, n_B – частота обертання вала приводу

Рисунок X.1 – Схема сил, діючих на тяговий орган

X.6 Сила натягу тягового органа в *точці збігання*. Прийнято силу натягу тягового органа в *точці збігання* для двоцепного приводу $F_1 = 1200$ Н.

Х ОПИС РОБОЧОЇ ТРАНСПОРТУЮЧОЇ МАШИНИ

Модуль 4 (для груп спеціальностей Т)

В описі коротко відзначаються основні попередні рішення стосовно конструктивних особливостей робочої транспортуючої машини, для якої проектується привод. Призначення конвеєра встановлюють, виходячи з назви вантажу (п. Х.1 розділу “Завдання та початкові дані”). Якщо вантажем слугують *матеріали*, з яких будуть виготовлятися вироби, то вірогідно конвеєр встановлюється між складом матеріалів та заготівельним (розкрійним) цехом. У випадку, коли як вантаж задано *деталі, напівфабрикати* тощо, з яких ще потрібно виготовити вироби, такий конвеєр ймовірно встановлюється між заготівельним (розкрійним) та складальним (пошивним) цехами. Нарешті, якщо вантажем є *готові вироби*, то місце встановлення конвеєра – між складальним (пошивним) цехом та складом готової продукції. Вид траси встановлюється за таблицею 12, передостання колонка, розшифровка якої дана під цією ж таблицею.

Склад траси визначається наступним чином. Якщо вище було встановлено, що траса конвеєра відноситься до горизонтальнозамкнутих, за схемою (модуль 2, рисунок Х.1) встановлюється число прямих відрізків, всі вони за визначенням є горизонтальними. Коли ж траса вертикальнозамкнута або просторова, то типи прямих ділянок ідентифікують так, як вони виглядають на схемі траси (горизонтальні відрізки відображають горизонтальні ділянки тощо). Проте слід мати на увазі, що в *просторових трасах похилі ділянки тільки там, де на схемі вказані кути*.

Довжини вантажної ділянки та всього периметра встановлюються за схемою траси (рисунок Х.1 розділу “Завдання та початкові дані”). Вантажна ділянка знаходиться між точками завантаження та розвантаження, вказаними на схемі траси стрілками відповідно в сторону конвеєра та від нього. Її довжину можна розрахувати як суму довжин окремих прямих ділянок між точками завантаження та розвантаження. Повна довжина периметра для конвеєрів, траса яких представлена у вигляді незамкнутого контуру (ломана або один відрізок), визначається як подвосна сума довжин відрізків (відрізка). Для тих же трас, які на схемі подані у вигляді замкнутого контуру, довжина периметра складає суму довжин всіх ділянок траси по контуру.

Співвідношення між довжиною вантажної ділянки та повною довжиною периметра визначається наступним чином. Коли точки завантаження та розвантаження знаходяться в околі одного повороту, то вантажна ділянка займає всю довжину периметра, якщо ж ці точки знаходяться в протилежних кінцях траси, то половину периметра. Для деяких трас, де відстань між точками завантаження та розвантаження більше половини довжини периметра, але менше повної довжини периметра, співвідношення цих довжин визначається шляхом ділення довжини вантажної ділянки на довжину периметра.

Привод, як правило, встановлюється в місці розвантаження або близько від нього (для тих випадків, коли точка розвантаження знаходиться на одному з прямих відрізків траси). Тип ходових елементів вибирається залежно від назви конвеєра за таблицею 12, остання колонка (розшифровка позначень – під таблицею).

Приклад

Конвеєр передбачається встановити між складом матеріалів та розкрійним цехом (вантаж – тканина в рулонах). Траса конвеєра вертикальнозамкнута. Траса включає горизонтальну, похилу та вертикальну ділянки. Довжина вантажної ділянки $L_B = 7,5 + 5 + 2 = 14,5$ м. Повна довжина периметра $L_{\Pi} = 2(7,5 + 5 + 2) = 29$ м. Вантажна ділянка займає половину довжини периметра конвеєра ($14,5/29 = 0,5$) (для значень між 0,5 і 1, наприклад – 0,78, вказується “...займає 0,78 довжини периметра”). Привод передбачається встановити в точці розвантаження конвеєра. Тип ходових елементів ГЦ – ковзання цєпу по площині.

Х ПОПЕРЕДНІЙ ВИБІР ТЯГОВОГО ОРГАНА

Модуль 5 (для груп спеціальностей Т)

Тяговий орган конвеєра вибирається залежно від типу робочої транспортуючої машини. Всі конвеєри з тяговим органом умовно поділяються на два типи: *стрічкові* (позначення СВ, СГ, СЖ, СР та СС, в останньому тяговим органом слугує сітчана стрічка) та *цепні*¹ (всі інші позначення).

Як тяговий орган для стрічкових конвеєрів використовується конвеєрна стрічка гумотканинна ГОСТ 20–85 “Ленты конвейерные резинотканевые. Технические условия”.

Стандартний ряд ширини стрічки B вибирається з таблиці 20.

Таблиця 20 – Стандартна ширина стрічки конвеєрної та настилів B , мм

200	300	400	500	600	650	700	750
800	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000

Для вибору стандартної конвеєрної стрічки потрібно до ширини вантажу b (п. Х.1 розділу “Завдання та початкові дані”) додати 100–200 мм та вибрати з таблиці 20 стандартне значення, яке знаходиться в межах двох отриманих результатів після додавання 100–200 мм. Якщо в цей діапазон входить декілька значень стандартної ширини, то потрібно вибрати менше з них. Тип стрічки, який в основному відображає її зносостійкість, для легкої промисловості приймається 4. З цих же міркувань, враховуючи, що в конвеєрах легкої промисловості переважно використовуються відносно дешеві стрічки, рекомендується вибирати їх позначення, аналогічно наведеному нижче у прикладі, за *виключенням тільки ширини стрічки B* (у прикладі – 400 мм), величина якої залежить від ширини вантажу і вибирається за викладеною методикою.

Приклад (для стрічкових конвеєрів)

При ширині вантажу $b = 250$ мм розрахункові значення ширини стрічки знаходяться в діапазоні:

$$B = 250 + (100..200) = 350..450 \text{ мм.}$$

Вибрана стрічка конвеєрна гумотканинна $4 \times 400 \times 3 \times \text{БКНЛ-65}$ за ГОСТ 20–85, тип стрічки 4, ширина стрічки $B = 400$ мм, кількість прокладок $z_n = 3$, матеріал прокладок БКНЛ–65, границя міцності 1 мм ширини однієї прокладки $[\sigma_n] = 65 \text{ Н/мм}$.

Всі інші конвеєри відносяться до *цепних конвеєрів*, у т.ч. всі *стрічково-цепні*, тяговим органом для яких є тяговий цеп. Можуть застосовуватись декілька методик попереднього вибору тягового органа, в тому числі – аналітична методика, яка дозволяє майже точно визначити максимальне зусилля в тяговому органі, але її недолік – у надмірній складності. Найбільш простим для попереднього вибору тягового органа для цепних конвеєрів з врахуванням специфіки спеціальності є метод орієнтовного вибору, який ґрунтується на аналізі основних показників конвеєрів (робочих транспортуючих машин – РТМ). До них відносяться маса вантажу m , довжина периметра $L_{\text{п}}$, найбільший кут нахилу траси. За кожним з цих показників РТМ відноситься до легкого, середнього чи важкого типів, після чого за їх сукупністю встанов-

¹ Тут і далі використовуються слова від кореня “цеп”, оскільки на думку автора етимологія його має слов'янське походження на відміну від слова “ланцюг”, яке походить від спотворених німецьких слів “lang” та “zug” (довге, тягнеться). При бажанні проєктанти можуть використовувати слова, які утворені від кореня “ланцюг” (“ланцюговий” тощо).

люється тип РТМ та вибирається рекомендований цеп за таблицею 21. Наприклад, якщо типи за окремими показниками – легкий, середній, важкий, то загальний тип РТМ – середній; якщо легкий, легкий та середній, – то легкий; два середніх, один важкий – середній і т.д. Маса вантажу зафіксована в п. Х.1 розділу “Завдання та початкові дані”. Довжина периметра L_{Π} – в розділі “Опис робочої транспортної машини”. Найбільший кут нахилу траси встановлюється наступним чином. Для горизонтальнозамкнених трас (тип траси зафіксовано в розділі “Опис робочої транспортної машини”) найбільший кут нахилу *дорівнює нулю*. Для *вертикальнозамкнених* трас, якщо вона має хоча б *одну вертикальну ділянку*, то максимальний кут нахилу дорівнює 90° ; у випадку, коли вертикальних ділянок немає, вибирається найбільше значення кута похилих ділянок (при умові, якщо вони є) з п. Х.6 розділу “Завдання та початкові дані”. Якщо РТМ має *просторову трасу* (до таких відносяться *всі підвісні РТМ*), то тяговий орган вибирається за окремим рядком таблиці 21.

Таблиця 21 – Рекомендації стосовно попереднього вибору тягового цепу

Тип конвеєра	Характеристика конвеєра			Рекомендований цеп	
	Маса вантажу m , кг	Довжина периметра L_{Π} , м	Найбільший кут нахилу траси, град.	Тип	Крок t , мм
Легкий	< 10	< 30	< 10	M1, M2	40–80
Середній	10–40	30–100	10–25	M2, M3	63–200
Важкий	> 40	> 100	> 25	M3, M4	160–315
Просторовий	< 250	–	–	P1, P2	80

Конкретний тип цепу вибирається за таблицею 22, причому рекомендується спочатку вибрати тип цепу за таблицею 22, потім середнє чи близьке до нього значення кроку цепу з діапазону, який вказано в таблиці 21, а вже після цього в колонці кроку – середню або близьку до нього марку цепу. Наприклад, якщо за таблицею 21 рекомендується цеп M1, M2 з кроком в діапазоні 40–80 мм, то можна вибрати цеп M1 як більш дешевий, крок 63 мм, а марку цепу M40, хоча й інші варіанти в межах рекомендованих теж будуть прийнятні.

Таблиця 22 – Деякі характеристики тягових цепів

Тип	Марка	Розривна сила $[F]$, Н	Маса одного метра цепу m_1 (кг/м) при кроці цепу t , мм										
			40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
M1	M20	20000	1,26	1,14	1,05	0,96	0,93	0,88	0,85				
	M28	28000		1,58	1,45	1,34	1,26	1,20	1,15	1,10			
	M40	40000			2,10	2,05	1,90	1,76	1,70	1,65	1,58		
	M56	56000			3,34	3,06	2,82	2,62	2,46	2,38	2,30		
	M80	80000				4,60	4,40	3,95	3,80	3,66	3,47	3,30	
	M112	112000				7,26	6,00	5,80	5,30	5,05	4,80	4,55	
	M160	160000					9,15	8,20	7,75	7,05	6,64	6,28	
	M224	224000						12,70	11,40	10,70	9,80	9,28	
	M315	315000							15,90	15,60	13,60	12,60	
M2	M20	20000	1,42	1,27	1,16	1,04	1,00	0,93	0,80				
	M28	28000		1,84	1,64	1,50	1,40	1,30	1,22	1,16			
	M40	40000			2,38	2,28	2,10	2,00	1,82	1,75	1,70		
	M56	56000			3,45	3,23	3,15	2,85	2,65	2,55	2,37		
	M80	80000				5,40	4,90	4,35	4,10	3,90	3,67	3,46	
	M112	112000				8,40	6,40	6,10	5,90	5,46	5,15	4,80	
	M160	160000					10,60	9,35	8,70	7,80	7,25	6,75	
	M224	224000						14,30	12,70	11,70	10,60	9,95	
	M315	315000							18,10	16,40	15,00	13,70	

Продовження таблиці 22

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
М3	М20	20000		1,80	1,58	1,37	1,26	1,15	1,05			
	М28	28000			2,44	2,22	1,89	1,70	1,55	1,40		
	М40	40000			3,47	3,14	2,78	2,47	2,25	2,05	1,95	
	М56	56000				4,90	4,30	3,80	3,38	3,15	2,85	
	М80	80000				8,05	7,00	6,05	5,38	4,96	4,50	4,10
	М112	112000					10,00	9,32	8,12	7,24	6,58	5,95
	М160	160000						13,65	12,00	10,48	9,38	8,45
	М224	224000							18,80	16,60	14,50	13,00
	М315	315000								23,78	20,90	18,40
М4	М20	20000		2,04	1,80	1,52	1,38	1,25	1,12			
	М28	28000			2,45	2,35	2,05	1,85	1,65	1,50		
	М40	40000			3,80	3,40	3,00	2,60	2,38	2,18	2,15	
	М56	56000				5,38	4,68	4,10	3,60	3,30	3,10	
	М80	80000				8,80	7,00	6,50	5,78	5,26	4,75	4,38
	М112	112000					10,80	10,00	8,00	7,55	6,88	6,17
	М160	160000						13,80	12,10	10,60	9,45	8,50
	М224	224000							19,60	17,10	15,00	13,40
	М315	315000								25,70	22,50	19,70
Р1	Р1-106	106000				3,2						

Приклад (для цепних конвеєрів середнього типу)

За масою вантажу $m = 12$ кг конвеєр відноситься до середнього типу, за довжиною периметра $L_{\Pi} = 29$ м – до легкого типу, за максимальним кутом нахилу (траса вертикально-замкнута, включає одну вертикальну ділянку) $\beta = 90^\circ$ – до важкого типу. За сукупністю факторів конвеєр відноситься до середнього типу. Попередньо рекомендується застосувати тяговий цеп типу М2 або М3 з кроком 63..200 мм. Вибрано цеп М56–2–100 типу М2 з кроком $t = 100$ мм, розривною силою $[F] = 56000$ Н, масою одного метра цепу $m_1 = 3,15$ кг.

Якби, наприклад, проєктований конвеєр був горизонтальнозамкнутий, то змінилась би тільки його оцінка за критерієм максимального кута нахилу, і блок мав би наступний вигляд.

Приклад (для цепних конвеєрів легкого типу)

За масою вантажу $m = 12$ кг конвеєр відноситься до середнього типу, за довжиною периметра $L_{\Pi} = 29$ м – до легкого типу, за максимальним кутом нахилу (траса горизонтально-замкнута) $\beta = 0^\circ$ – до легкого типу. За сукупністю факторів конвеєр відноситься до легкого типу. Попередньо рекомендується застосувати тяговий цеп типу М1 або М2 з кроком 40..80 мм. Вибрано цеп М28–1–63 типу М1 з кроком $t = 63$ мм, розривною силою $[F] = 28000$ Н, масою одного метра цепу $m_1 = 1,45$ кг.

Х ПРОЕКТУВАННЯ ВАНТАЖОНЕСУЧОГО ОРГАНА

Модуль 6 (для груп спеціальностей Т)

Застосування вантажонесучих органів залежно від типу конвеєра подано в таблиці 23.

Таблиця 23 – Застосування вантажонесучих органів

Позначення РТМ	Назва вантажонесучого органа	Приклад в пункті модуля М6
СВ, СГ, СЖ, СР	Стрічка конвеєрна ГОСТ 20–85	М6.1
ПН, ПБ	Настил пластинчатий	М6.2
СЦ, ЦВ, СП	Стрічковий настил	М6.3
ЦН, ЦР, ЦО	Решітчастий настил, для ЦО – тільки один цеп	М6.4
КО	Колиска одноцепного конвеєра	М6.5
КД	Колиска двоцепного конвеєра	М6.6
ПО	Полиця одноцепного конвеєра	М6.7
ПД	Полиця двоцепного конвеєра	М6.8
ВВ, ВП	Візок вертикальнозамкнутого конвеєра	М6.9
ВО	Візок горизонтальнозамкнутого одноцепного конвеєра	М6.10
ВД	Візок горизонтальнозамкнутого двоцепного конвеєра	М6.11
ПВ, ПШ	Підвіска підвісного конвеєра	М6.12
СС	Дротяна сітчана стрічка	М6.1

Загальне правило для всіх прикладів проектування вантажонесучих органів полягає в тому, що у випадку, коли якась константа задається у певному діапазоні значень, то мінімальне значення приймається для легких вантажів, максимальне – для важких, а для середніх застосовується число посередині діапазону. Тип вантажу встановлено в розділі “Попередній вибір тягового органа”. Для стрічкових конвеєрів ця процедура не виконувалась, тому слід встановити тип вантажу згідно з прикладом для цепних конвеєрів в цьому розділі.

М6.1 Проектування вантажонесучого органа стрічкових конвеєрів

Оскільки в стрічкових конвеєрах тяговий орган одночасно виконує функції вантажонесучого, то тип стрічки попередньо вибрано в розділі “Попередній вибір тягового органа”. Вихідними даними для проектування слугують: l – розмір вантажу в напрямку руху (для стрічкових конвеєрів загального призначення з напрямком руху збігається довжина вантажу), b – ширина вантажу (обидва розміри встановлені в п. Х.1 розділу “Завдання та початкові дані”), Δ_B – дистанція між вантажами, $\Delta_B = 200..500$ мм, Δ_{Π} – позиційний припуск, $\Delta_{\Pi} = 50..150$ мм. Ширина стрічки $V = b + 2\Delta_{\Pi}$ приводиться до *ближчої* стандартної з таблиці 20. Крок вантажних позицій $p_B = l + \Delta_B$ мм. Лінійне навантаження ходових частин $q_0 = 0,08V$ Н/м. Для конвеєра СС $q_0 = 0,02V$ Н/м.

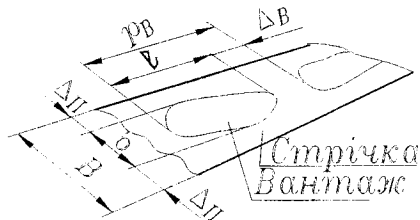


Рисунок Х.1 – Схема вантажонесучого органа

Приклад

Вантажонесучим органом конвеєра є стрічка конвеєрна за ГОСТ 20–85. Схема вантажонесучого органа показана на рисунку Х.1.

Розмір вантажу в напрямку руху $l = 900$ мм, ширина вантажу $b = 250$ мм.

Ширина стрічки:

$$V = b + 2\Delta_{\Pi},$$

де Δ_{Π} – позиційний припуск, $\Delta_{\Pi} = 50..150$ мм, прийнято для середнього вантажу $\Delta_{\Pi} = 80$ мм.

$V = 250 + 2 \cdot 80 = 410$ мм, прийнята ближча стандартна ширина $V = 400$ мм, що відповідає розділу... (вказати номер розділу "Попередній вибір тягового органа" в поточному документі).

Крок вантажних позицій:

$$p_B = l + \Delta_B,$$

де Δ_B – дистанція між вантажами, $\Delta_B = 200..500$ мм, прийнято для середнього вантажу $\Delta_B = 350$ мм.

$$p_B = 900 + 350 = 1250 \text{ мм.}$$

Лінійне навантаження ходових частин:

$$q_0 = 0,08V = 0,08 \cdot 400 = 32 \text{ Н/м.}$$

М6.2 Проектування вантажнесучого органа пластинчатого конвеєра

Теоретичні положення проектування настилів пластинчатих конвеєрів – аналогічні наведеним для стрічкових конвеєрів (п. М6.1) за винятком лінійного навантаження ходових частин:

$$q_0 = 19,62t_1 + (0,1..0,2)V + (30..50) \text{ Н/м,}$$

де t_1 – маса одного метра цепу, зазначена в розділі і "Попередній вибір тягового органа".

Приклад

Вантажнесучим органом конвеєра слугує пластинчатий настил. Схема вантажнесучого органа показана на рисунку Х.1.

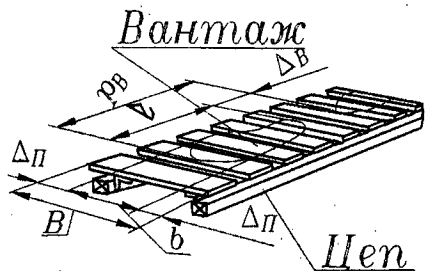


Рисунок Х.1 – Схема вантажнесучого органа

Розмір вантажу в напрямку руху $l = 900$ мм, ширина вантажу $b = 250$ мм.

Ширина настилу:

$$V = b + 2\Delta_P,$$

де Δ_P – позиційний припуск, $\Delta_P = 50..150$ мм, прийнято для середнього вантажу $\Delta_P = 80$ мм.

$V = 250 + 2 \cdot 80 = 410$ мм, прийнята ближча стандартна ширина $V = 400$ мм (стандартний ряд ширини настилів наведено в таблиці 20).

Крок вантажних позицій:

$$p_B = l + \Delta_B,$$

де Δ_B – дистанція між вантажами, $\Delta_B = 200..500$ мм, прийнято для середнього вантажу $\Delta_B = 350$ мм.

$$p_B = 900 + 350 = 1250 \text{ мм.}$$

Лінійне навантаження ходових частин:

$$q_0 = 19,62t_1 + (0,1..0,2)V + (30..50), \text{ Н/м,}$$

де t_1 – маса одного метра цепу, $t_1 = 3,15$ кг/м, вибрана в розділі... (вказати номер розділу "Попередній вибір тягового органа" в поточному документі).

$$q_0 = 19,62 \cdot 3,15 + 0,15 \cdot 400 + 40 = 161,8 \text{ Н/м.}$$

М6.3 Проектування вантажонесучого органа стрічково-цепного конвеєра

Теоретичні положення проектування стрічкових настилів багато в чому аналогічні матеріалу, викладеному в п. М6.1 для стрічкових конвеєрів. Принципові відмінності стосуються насамперед того, що крок вантажних позицій обов'язково приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу. Крім того лінійне навантаження ходових частин визначається для всіх конвеєрів *крім СП*:

$$q_0 = 9,81m_1 + 0,1B + (15..55) \frac{B}{P_B} + \frac{(2500..6000)}{P_B},$$

а для конвеєра *СП*:

$$q_0 = 9,81m_1 + 0,1B.$$

Приклад

Вантажонесучим органом конвеєра є стрічковий настил. Схема вантажонесучого органа показана на рисунку X.1.

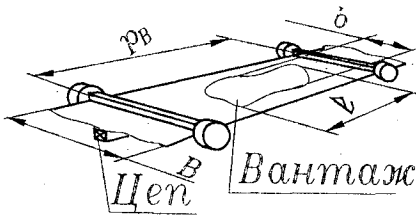


Рисунок X.1 – Схема вантажонесучого органа

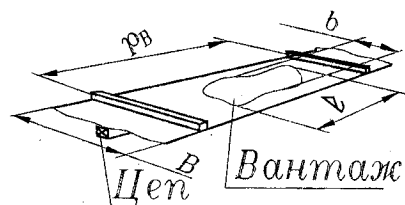


Рисунок X.1а – Схема вантажонесучого органа (для конвеєра СП)

Для конвеєра *СП* вантажонесучий орган показаний на рисунку X.1а.

Розмір вантажу в напрямку руху $l = 900$ мм, ширина вантажу $b = 250$ мм.

Ширина стрічки:

$$B = b + 2\Delta_{\Pi},$$

де Δ_{Π} – позиційний припуск, $\Delta_{\Pi} = 50..150$ мм, для середнього вантажу прийнято $\Delta_{\Pi} = 80$ мм.

$B = 250 + 2 \cdot 80 = 410$ мм, прийнята ближча стандартна ширина $B = 400$ мм (стандартний ряд ширини настилів наведено в таблиці 20).

Крок вантажних позицій:

$$P_B = l + \Delta_B,$$

де Δ_B – дистанція між вантажами, $\Delta_B = 200..500$ мм, для середнього вантажу прийнято $\Delta_B = 350$ мм.

$$P_B = 900 + 350 = 1250 \text{ мм.}$$

Прийнято ближче більше значення, кратне подвоєному кроку цепу $2t = 200$ мм (крок цепу t зафіксовано в розділі “Попередній вибір тягового органа”, де $t = 100$ мм) – $P_B = 1400$ мм.

Лінійне навантаження ходових частин:

$$q_0 = 9,81m_1 + 0,1B + (15..55) \frac{B}{P_B} + \frac{(2500..6000)}{P_B},$$

де m_1 – маса одного метра цепу, прийнята в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі), $m_1 = 3,15$ кг/м.

$$q_0 = 9,81 \cdot 3,15 + 0,1 \cdot 400 + 35 \cdot \frac{400}{1400} + \frac{4250}{1400} = 83,94 \text{ Н/м.}$$

Для конвеєра СП лінійне навантаження ходових частин визначалось би таким чином:

$$q_0 = 9,81 m_1 + 0,1 B = 9,81 \cdot 3,15 + 0,1 \cdot 400 = 70,9 \text{ Н/м.}$$

М6.4 Проектування вантажонесучого органа цепнонесучого конвеєра

Вантажонесучим органом цепнонесучого конвеєра ЦР слугує решітчатий настил, в конвеєрі ЦН крім того на решітчатий настил накладається дротяна сітка, вантажонесучим органом конвеєра ЦО слугує тільки один цеп, який одночасно є тяговим органом. Початкові дані для проектування вантажонесучого органа цепнонесучого конвеєра – аналогічні п. М6.1. Ширина настилу, крок вантажних позицій визначаються аналогічно стрічковим конвеєрам (див. п. М6.1).

Лінійне навантаження ходових частин для конвеєра ЦР $q_0 = 19,62 m_1 + (20 \cdot 90) \frac{B}{l}$, Н/м.

Для конвеєра ЦН з дротяною сіткою $q_0 = 19,62 m_1 + (20 \cdot 90) \frac{B}{l} + 0,02 B$, Н/м. Крок стержнів для цих двох типів конвеєрів $p_c \leq 0,5l$ приводиться до ближчого меншого кратного подвоєному кроку цепу. Для конвеєра ЦО визначається тільки лінійне навантаження ходових частин $q_0 = 9,81 m_1$, Н/м.

Приклад

Вантажонесучим органом конвеєра є решітчатий настил, схема якого показана на рисунку Х.1.

Для конвеєра ЦН зверху на стержні вкладається дротяна сітка, тому вантажонесучий орган матиме вигляд, аналогічний рисунку Х.1а.

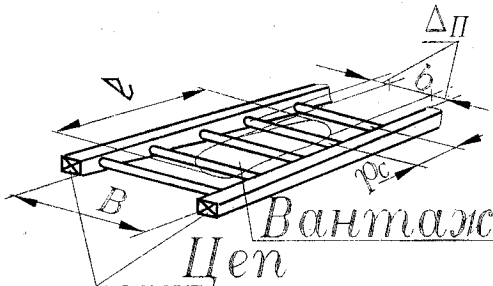


Рисунок Х.1 – Схема вантажонесучого органа

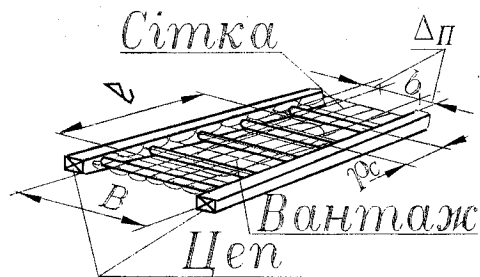


Рисунок Х.1а – Схема вантажонесучого органа (для конвеєра ЦН)

Оскільки для конвеєра ЦО вантажонесучим та тяговим органом слугує цеп, то це констатується записом без посилання на рисунок, який для цього конвеєра відсутній.

Розмір вантажу в напрямку руху $l = 900$ мм, ширина вантажу $b = 250$ мм.

Ширина настилу:

$$B = b + 2\Delta_{п},$$

де $\Delta_{п}$ – позиційний припуск, $\Delta_{п} = 50..150$ мм, для середнього вантажу прийнято $\Delta_{п} = 80$ мм.

$B = 250 + 2 \cdot 80 = 410$ мм, прийнята ближча стандартна ширина $B = 400$ мм (стандартний ряд ширини настилів наведено в таблиці 20).

Крок вантажних позицій:

$$p_B = l + \Delta_B,$$

де Δ_B – дистанція між вантажами, $\Delta_B = 200..500$ мм, прийнято для середнього вантажу $\Delta_B = 350$ мм.

$$p_B = 900 + 350 = 1250 \text{ мм.}$$

Лінійне навантаження ходових частин:

$$q_0 = 19,62m_1 + (20..90)\frac{B}{l},$$

де m_1 – маса одного метра цепу, прийнята в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі), $m_1 = 3,15$ кг/м.

$$q_0 = 19,62 \cdot 3,15 + 55 \frac{400}{900} = 86,3 \text{ Н/м.}$$

Для конвеєра ЦН цей фрагмент мав би вигляд:

$$q_0 = 19,62m_1 + (20..90)\frac{B}{l} + 0,02B,$$

де m_1 – маса одного метра цепу, прийнята в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі), $m_1 = 3,15$ кг/м.

$$q_0 = 19,62 \cdot 3,15 + 55 \frac{400}{900} + 0,02 \cdot 400 = 94,3 \text{ Н/м.}$$

Аналогічно для конвеєра ЦО, $q_0 = 9,81m_1$ (розшифровка величини m_1 , наведена вище), $q_0 = 9,81 \cdot 3,15 = 30,9$ Н/м.

Крок стержнів (не визначається для конвеєра ЦО) $p_C \leq 0,5l = 0,5 \cdot 900 = 450$ мм, прийнято ближче менше до подвоєного кроку цепу $2t = 200$ мм, значення $p_C = 400$ мм (крок цепу t зафіксовано в розділі “Попередній вибір тягового органа”, де $t = 100$ мм).

М6.5 Проектування вантажонесучого органа коліскового одноцепного конвеєра

Вантажонесучим органом коліскового одноцепного конвеєра слугує коліска, шарнірно закріплена на тяговому органі в одній точці. Вихідними даними для її проектування є розміри та маса вантажу, тип орієнтації, які зафіксовані в першому пункті розділу “Завдання та початкові дані”, а також тип опорного органа (другий пункт того ж розділу). Розміри опорного органа визначаються $L = l + 2\Delta_{\Pi}$, $B = b + 2\Delta_{\Pi}$, $H = h + (200..300)$ мм, де позиційний припуск для опорних органів типу лоток (Л) $\Delta_{\Pi} = 25..50$ мм, для інших типів опорних органів $\Delta_{\Pi} = 50..150$ мм. Розмір в напрямку руху l_{\max} – більший з розмірів L або H .

Крок вантажних позицій $p_B = (1,5..2)l_{\max}$, приводиться до ближчого більшого кратного подвоєному кроку цепу $2t$. Маса опорного органа визначається залежно від його типу:

– у вигляді платформи (П): $m_{\Pi} = (12..32)BL \cdot 10^{-6}$ кг;

– у вигляді лотка (Л): $m_{\Pi} = (12..32)(B + 40)(L + 40)10^{-6}$ кг;

– у вигляді решітки (Р): $m_{\Pi} = (0,0002..0,0006)\left(\frac{BL}{40} + L + B\right)$ кг.

Маса тяги $m_T = (0,003..0,01)(h + 250)$ кг. Маса осі $m_0 = (0,2..0,5)$ кг. Лінійне навантаження ходових частин $q_0 = 9,81m_1 + \frac{9810(m_{\Pi} + m_T + m_0)}{p_B}$, Н/м.

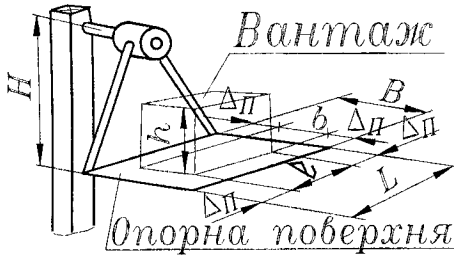
Приклад


Рисунок X.1 – Схема коліски одноцепного конвеєра

Розміри опорного органа:

$$L = l + 2\Delta_{\Pi}, \quad B = b + 2\Delta_{\Pi}, \quad H = h + (200..300),$$

де Δ_{Π} – позиційний припуск, для опорних органів типу платформи – $\Delta_{\Pi} = 50..150$ мм, для середнього вантажу прийнято $\Delta_{\Pi} = 100$ мм (тип вантажу зафіксовано в розділі “Попередній вибір тягового органа”).

$$L = 900 + 2 \cdot 100 = 1100 \text{ мм}, \quad B = 250 + 2 \cdot 100 = 450 \text{ мм}, \quad H = 120 + 250 = 370 \text{ мм}.$$

Розмір в напрямку руху – більший з L або H , прийнято $l_{\max} = 1100$ мм.

Крок вантажних позицій $p_B = (1,5..2)l_{\max} = 1,75 \cdot 1100 = 1925$ мм, приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу. Крок цепу в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі) $t = 100$ мм, прийнято крок вантажних позицій $p_B = 2000$ мм.

Маса опорного органа типу платформа:

$$m_{\Pi} = (12..32)B \cdot L \cdot 10^{-6} = 22 \cdot 450 \cdot 1100 \cdot 10^{-6} = 10,89 \text{ кг}.$$

Якби опорний орган був у вигляді лотка, то його маса визначалась би таким чином:

$$m_{\Pi} = (12..32)(B + 40)(L + 40)10^{-6} = 22 \cdot 490 \cdot 1140 \cdot 10^{-6} = 12,29 \text{ кг},$$

аналогічно для решітки:

$$m_{\Pi} = (0,0002..0,0006) \left(\frac{B \cdot L}{40} + L + B \right) = 0,0004 \cdot \left(\frac{450 \cdot 1100}{40} + 1100 + 450 \right) = 5,57 \text{ кг}.$$

Маса тяги: $m_T = (0,003..0,01)(h + 250) = 0,0065 \cdot (120 + 250) = 2,41$ кг.

Маса осі: $m_0 = (0,2..0,5)$ кг, прийнято для середнього вантажу $m_0 = 0,35$ кг.

Лінійне навантаження ходових частин:

$$q_0 = 9,81m_1 + \frac{9810(m_{\Pi} + m_T + m_0)}{p_B},$$

де m_1 – маса одного метра цепу, прийнята в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі), $m_1 = 3,15$ кг/м.

$$q_0 = 9,81 \cdot 3,15 + \frac{9810(10,89 + 2,41 + 0,35)}{2000} = 97,86 \text{ Н/м}.$$

М6.6 Проектування вантажонесучого органа коліскового двоцепного конвеєра

Вантажонесучим органом коліскового одноцепного конвеєра є коліска, шарнірно прикріплена до тягових органів у двох точках. Вихідними даними для її проектування слугують ті самі характеристики, які зазначені в п. М6.5.

Теоретичні положення проектування коліски двоцепного конвеєра аналогічні наведеному у п. М6.5 з тією різницею, що маса осі визначається $m_0 = \frac{(0,6..1,4)(L+140)}{1000} + (0,3..0,9)$, кг, а

лінійне навантаження ходових частин $q_0 = 19,62m_1 + \frac{9810(m_{\text{п}} + 2m_{\text{т}} + m_0)}{P_{\text{в}}}$, Н/м.

Приклад

Звертаємо увагу на те, що цей тип конвеєра відповідає вибраному прикладу завдання.

Вантажонесучим органом конвеєра є коліска, схема якої наведена на рисунку Х.1.

Вихідні дані: розміри вантажу – довжина $l = 900$ мм, ширина $b = 250$ мм, висота $h = 120$ мм; маса вантажу $m = 12$ кг. Тип опорного органа – платформа П, тип орієнтації вантажу С (вказується номер розділу “Завдання та початкові дані” в поточному документі).

Розміри опорного елемента:

$$L = l + 2\Delta_{\text{п}}, B = b + 2\Delta_{\text{п}}, H = h + (200..300),$$

де $\Delta_{\text{п}}$ – позиційний припуск, для опорних органів типу платформи – $\Delta_{\text{п}} = 50..150$ мм, для середнього вантажу прийнято $\Delta_{\text{п}} = 60$ мм (тип вантажу зафіксовано в розділі “Попередній вибір тягового органа”).

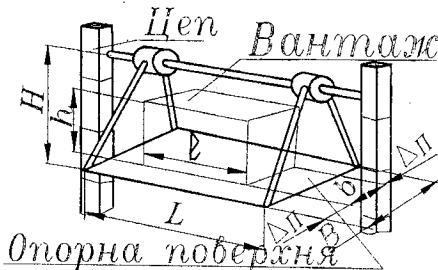


Рисунок Х.1 – Схема коліски двоцепного конвеєра

$$L = 900 + 2 \cdot 60 = 1020 \text{ мм},$$

$$B = 250 + 2 \cdot 60 = 370 \text{ мм}, H = 120 + 240 = 360 \text{ мм}.$$

Розмір в напрямку руху – більший з B або H , прийнято $l_{\text{max}} = 370$ мм.

Крок вантажних позицій $p_{\text{в}} = (1,5..2)l_{\text{max}} = 1,75 \cdot 370 = 555$ мм, приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу. Крок цепу в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі) $t = 100$ мм, прийнято крок вантажних позицій $p_{\text{в}} = 600$ мм.

Маса опорного органа типу платформи:

$$m_{\text{п}} = (12..32)B \cdot L \cdot 10^{-6} = 15 \cdot 370 \cdot 1020 \cdot 10^{-6} = 5,66 \text{ кг}.$$

Коефіцієнт у формулі визначення маси опорного органа прийнятий рівним 15, оскільки маса 12 кг відповідає майже мінімальному значенню для середніх вантажів. Однак, цей самий коефіцієнт можна вибирати і посередині діапазону, як це зазначалось у зауваженні на початку розділу. Якби опорний орган був у вигляді лотка, то його маса визначалась би таким чином:

$$m_{\text{п}} = (12..32)(B+40)(L+40)10^{-6} = 22 \cdot 490 \cdot 1140 \cdot 10^{-6} = 12,29 \text{ кг},$$

аналогічно для решітки:

$$m_{\text{п}} = (0,0002..0,0006) \left(\frac{BL}{40} + L + B \right) = 0,0004 \cdot \left(\frac{450 \cdot 1100}{40} + 1100 + 450 \right) = 5,66 \text{ кг}.$$

$$\text{Маса тяги: } m_{\text{т}} = (0,003..0,01)(h+250) = 0,005 \cdot (120+250) = 1,85 \text{ кг}.$$

$$\text{Маса осі } m_0 = \frac{(0,6 \cdot 1,4)(L + 140)}{1000} + (0,3 \cdot 0,9) = \frac{0,7 \cdot (1020 + 140)}{1000} + 0,4 = 1,21 \text{ кг.}$$

Лінійне навантаження ходових частин:

$$q_0 = 19,62m_1 + \frac{9810(m_{\text{П}} + 2m_{\text{Т}} + m_0)}{P_{\text{В}}},$$

де m_1 – маса одного метра цепу, прийнята в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі), $m_1 = 3,15$ кг/м.

$$q_0 = 19,62 \cdot 3,15 + \frac{9810(5,66 + 2 \cdot 1,85 + 1,21)}{600} = 90,9 \text{ Н/м.}$$

М6.7 Проектування вантажнесучого органа полицного одноцепного конвеєра

Вантажнесучим органом одноцепного полицного конвеєра є полиця, яка шарнірно прикріплена разом з укосиною до тягового органа. У сукупності полиця і укосина утворюють на вертикальних прямих ділянках жорстку конструкцію. Вихідними даними для її проектування слугують ті самі характеристики, які зазначені в п. М6.5. Розміри L , B , $\Delta_{\text{П}}$ визначаються також аналогічно цьому пункту. Крок вантажних позицій $p_{\text{В}} = (h + 250) + 0,5B$, мм, приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу. Розрахунок маси елементів виконується наступним чином: опорного органа – аналогічно п. М6.5 залежно від його типу; укосини (підкосу) $m_{\text{У}} = (0,0015 \dots 0,0025)B$, кг; осі – за п. М6.5. Лінійне навантаження ходових частин $q_0 = 9,81m_1 + \frac{9810(m_{\text{П}} + m_{\text{У}} + m_0)}{P_{\text{В}}}$.

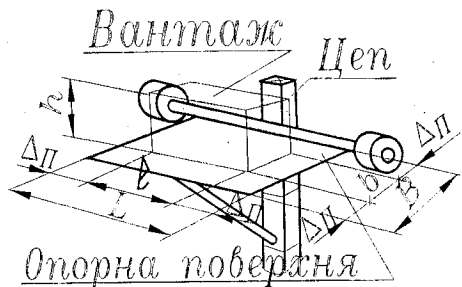


Рисунок X.1 – Схема полиці одноцепного конвеєра

Розміри опорного елемента:

$$L = l + 2\Delta_{\text{П}}, B = b + 2\Delta_{\text{П}},$$

де $\Delta_{\text{П}}$ – позиційний припуск, для опорних органів типу платформи – $\Delta_{\text{П}} = 50 \dots 150$ мм, для середнього вантажу прийнято $\Delta_{\text{П}} = 100$ мм (тип вантажу зафіксовано в розділі “Попередній вибір тягового органа”).

$$L = 900 + 2 \cdot 100 = 1100 \text{ мм}, B = 250 + 2 \cdot 100 = 450 \text{ мм.}$$

Крок вантажних позицій $p_{\text{В}} = (h + 250) + 0,5B = (120 + 250) + 0,5 \cdot 450 = 595$ мм, приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу. Крок цепу в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі) $t = 100$ мм, прийнято крок вантажних позицій $p_{\text{В}} = 600$ мм.

Приклад

Вантажнесучим органом конвеєра є полиця, схема якої показана на рисунку X.1.

Вихідні дані: розміри вантажу – довжина $l = 900$ мм, ширина $b = 250$ мм, висота $h = 120$ мм; маса вантажу $m = 12$ кг. Тип опорного органа – платформа П, тип орієнтації вантажу D (вказується номер розділу “Завдання та початкові дані” в поточному документі). У цьому прикладі тип орієнтації змінено порівняно з прикладом у розділі “Завдання та початкові дані”, оскільки заявлений там тип орієнтації неприйнятний для полицного одноцепного конвеєра.

Маса опорного органа типу платформа:

$$m_{\Pi} = (12..32)B \cdot L \cdot 10^{-6} = 22 \cdot 450 \cdot 1100 \cdot 10^{-6} = 10,89 \text{ кг.}$$

Якби опорний орган був у вигляді лотка, то його маса визначалась би таким чином:

$$m_{\Pi} = (12..32)(B + 40)(L + 40)10^{-6} = 22 \cdot 490 \cdot 1140 \cdot 10^{-6} = 12,29 \text{ кг,}$$

аналогічно для решітки:

$$m_{\Pi} = (0,0002..0,0006) \left(\frac{B \cdot L}{40} + L + B \right) = 0,0004 \cdot \left(\frac{450 \cdot 1100}{40} + 1100 + 450 \right) = 5,57 \text{ кг.}$$

Маса укосини: $m_y = (0,0015..0,0025)B = 0,002 \cdot 450 = 0,9 \text{ кг.}$

Маса осі: $m_0 = (0,2..0,5) \text{ кг, прийнято } m_0 = 0,35 \text{ кг.}$

Лінійне навантаження ходових частин:

$$q_0 = 9,81m_1 + \frac{9810(m_{\Pi} + m_y + m_0)}{P_B},$$

де m_1 – маса одного метра цепу, прийнята в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі), $m_1 = 3,15 \text{ кг/м.}$

$$q_0 = 9,81 \cdot 3,15 + \frac{9810(10,89 + 0,9 + 0,35)}{600} = 229,4 \text{ Н/м.}$$

М6.8 Проектування вантажонесучого органа полицного двоцепного конвеєра

Вантажонесучим органом двоцепного полицного конвеєра є полиця, яка шарнірно прикріплена разом з двома укосинами до двох тягових органів. У сукупності, полиця і укосини утворюють на вертикальних прямих ділянках жорстку конструкцію. Теоретичні положення проектування полиці двоцепного конвеєра повністю аналогічні п. М6.7 за винятком лінійного навантаження ходових частин:

$$q_0 = 19,62m_1 + \frac{9810(m_{\Pi} + 2m_y + m_0)}{P_B}.$$

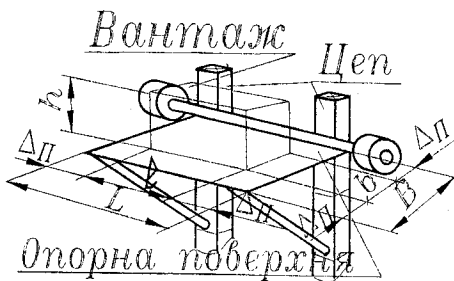


Рисунок X.1 – Схема полиці двоцепного конвеєра

Розміри опорного елемента:

$$L = l + 2\Delta_{\Pi}, \quad B = b + 2\Delta_{\Pi},$$

де Δ_{Π} – позиційний припуск, для опорних органів типу платформи – $\Delta_{\Pi} = 50-150 \text{ мм}$, для середнього вантажу прийнято $\Delta_{\Pi} = 100 \text{ мм}$ (тип вантажу зафіксовано в розділі “Попередній вибір тягового органа”).

Приклад

Вантажонесучим органом конвеєра є полиця, схема якої показана на рисунку X.1.

Вихідні дані: розміри вантажу – довжина $l = 900 \text{ мм}$, ширина $b = 250 \text{ мм}$, висота $h = 120 \text{ мм}$; маса вантажу $m = 12 \text{ кг}$. Тип опорного органа – платформа Π , тип орієнтації вантажу D (вказується номер розділу “Завдання та початкові дані” в поточному документі). У цьому прикладі тип орієнтації змінено порівняно з прикладом у розділі “Завдання та початкові дані”, оскільки заявлений там тип орієнтації неприйнятний для полицного двоцепного конвеєра.

$$L = 900 + 2 \cdot 100 = 1100 \text{ мм}, \quad B = 250 + 2 \cdot 100 = 450 \text{ мм}.$$

Крок вантажних позицій $p_B = (h + 250) + 0,5B = (120 + 250) + 0,5 \cdot 450 = 595 \text{ мм}$, приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу. Крок цепу в розділі... (вказується номер розділу "Попередній вибір тягового органа" в поточному документі) $t = 100 \text{ мм}$, прийнято крок вантажних позицій $p_B = 600 \text{ мм}$.

Маса опорного органа типу платформи:

$$m_{II} = (12..32)B \cdot L \cdot 10^{-6} = 22 \cdot 450 \cdot 1100 \cdot 10^{-6} = 10,89 \text{ кг}.$$

Якби опорний орган був у вигляді лотка, то його маса визначалась би таким чином:

$$m_{II} = (12..32)(B + 40)(L + 40)10^{-6} = 22 \cdot 490 \cdot 1140 \cdot 10^{-6} = 12,29 \text{ кг},$$

аналогічно для решітки:

$$m_{II} = (0,0002..0,0006) \left(\frac{BL}{40} + L + B \right) = 0,0004 \cdot \left(\frac{450 \cdot 1100}{40} + 1100 + 450 \right) = 5,57 \text{ кг}.$$

Маса укосини: $m_y = (0,0015..0,0025)B = 0,002 \cdot 450 = 0,9 \text{ кг}$.

Маса осі: $m_0 = (0,2..0,5) \text{ кг}$, прийнято $m_0 = 0,35 \text{ кг}$.

Лінійне навантаження ходових частин:

$$q_0 = 9,81m_1 + \frac{9810(m_{II} + 2m_y + m_0)}{p_B},$$

де m_1 – маса одного метра цепу, прийнята в розділі... (вказується номер розділу "Попередній вибір тягового органа" в поточному документі), $m_1 = 3,15 \text{ кг/м}$.

$$q_0 = 9,81 \cdot 3,15 + \frac{9810(10,89 + 2 \cdot 0,9 + 0,35)}{600} = 244,1 \text{ Н/м}.$$

М6.9 Проектування вантажонесучого органа візкового вертикальнозамкнутого конвеєра

Вантажонесучим органом візкового вертикальнозамкнутого конвеєра слугує візок. Залежно від відношення ширини опорного органа до кроку цепу конвеєр може мати як тяговий орган один цеп (при відношенні менше восьми) або два цепи (відношення більше восьми). Вихідними даними для його проектування є ті самі характеристики, які зазначені в п. М6.5. Розміри L , B , Δ_n визначаються також аналогічно до цього пункту. Крок вантажних позицій $p_B = L + (200..500)$, мм, приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу $2t$, який вибрано в розділі "Попередній вибір тягового органа".

Маса елементів визначається наступним чином: опорного органа – аналогічно п. М6.5 залежно від його типу; осі разом з роликками-катками $m_0 = (0,0005..0,001)B + (0,3..0,9)$, кг. Лінійне

навантаження ходових частин для одноцепного конвеєра $q_0 = 9,81m_1 + \frac{9810(m_{II} + 2m_0)}{p_B}$, Н/м.

Якщо $B/t > 8$, то конвеєр виконується у варіанті двоцепного (у схемі – два цепи). Тоді

$$q_0 = 19,62m_1 + \frac{9810(m_{II} + 2m_0)}{p_B}, \text{ Н/м}.$$

Приклад

Вантажонесучим органом конвеєра є полиця, схема якої показана на рисунку X.1.

Вихідні дані: розміри вантажу – довжина $l = 900 \text{ мм}$, ширина $b = 250 \text{ мм}$, висота $h = 120 \text{ мм}$, маса вантажу $m = 12 \text{ кг}$. Тип опорного органа – платформа II, тип орієнтації

вантаж A (вказується номер розділу “Завдання та початкові дані” в поточному документі). У цьому прикладі тип орієнтації змінено порівняно з прикладом у розділі “Завдання та початкові дані”, оскільки заявлений там тип орієнтації неприйнятний для візкового вертикально-замкнутого конвеєра.

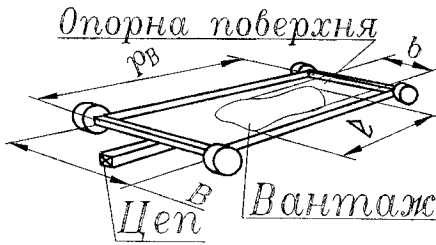


Рисунок X.1 – Схема візка одноцепного конвеєра

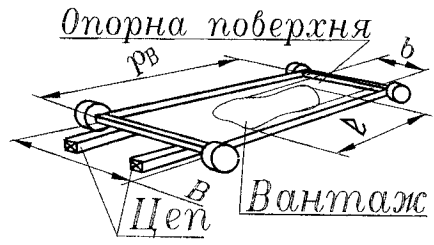


Рисунок X.1a – Схема візка двоцепного конвеєра

Розміри опорного елемента:

$$L = l + 2\Delta_{\text{п}}, \quad B = b + 2\Delta_{\text{п}},$$

де $\Delta_{\text{п}}$ – позиційний припуск, для опорних органів типу платформи $\Delta_{\text{п}} = 50..150$ мм, для середнього вантажу прийнято $\Delta_{\text{п}} = 100$ мм (тип вантажу зафіксовано в розділі “Попередній вибір тягового органа”).

$$L = 900 + 2 \cdot 100 = 1100 \text{ мм}, \quad B = 250 + 2 \cdot 100 = 450 \text{ мм}.$$

При відношенні $B/t > 8$, схема вантажонесучого органа мала би вигляд рисунка X.1a.

Крок вантажних позицій $r_{\text{в}} = L + (200..500) = 1100 + 350 = 1450$ мм, приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу. Крок цепу в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі) $t = 100$ мм, прийнято крок вантажних позицій $r_{\text{в}} = 1600$ мм.

Маса опорного органа типу платформи:

$$m_{\text{п}} = (12..32)B \cdot L \cdot 10^{-6} = 22 \cdot 450 \cdot 1100 \cdot 10^{-6} = 10,89 \text{ кг}.$$

Якби опорний орган був у вигляді лотка, то його маса визначалась би таким чином:

$$m_{\text{п}} = (12..32)(B + 40)(L + 40)10^{-6} = 22 \cdot 490 \cdot 1140 \cdot 10^{-6} = 12,29 \text{ кг},$$

аналогічно для решітки:

$$m_{\text{п}} = (0,0002..0,0006) \left(\frac{B \cdot L}{40} + L + B \right) = 0,0004 \cdot \left(\frac{450 \cdot 1100}{40} + 1100 + 450 \right) = 5,57 \text{ кг}.$$

Маса осі: $m_0 = (0,0005..0,001)B + (0,3..0,9) = 0,0075 \cdot 450 + 0,6 = 3,98$ кг.

Лінійне навантаження ходових частин:

$$q_0 = 9,81m_1 + \frac{9810(m_{\text{п}} + 2m_0)}{r_{\text{в}}},$$

де m_1 – маса одного метра цепу, прийнята в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі), $m_1 = 3,15$ кг/м.

$$q_0 = 9,81 \cdot 3,15 + \frac{9810(10,89 + 2 \cdot 3,98)}{1600} = 146,5 \text{ Н/м}.$$

Якби за зазначеною умовою конвеєр був двоцепним, то лінійне навантаження визначається таким чином:

$$q_0 = 19,62m_1 + \frac{9810(m_{\Pi} + 2m_0)}{p_B} = 19,62 \cdot 3,15 + \frac{9810(10,89 + 2 \cdot 3,98)}{1600} = 177,4 \text{ Н/м.}$$

М6.10 Проектування вантажонесучого органа одноцепного горизонтальнозамкнутого візкового конвеєра

Вантажонесучим органом одноцепного горизонтальнозамкнутого візкового конвеєра є візок, основу якого складає одноосна каретка з горизонтальною віссю, жорстко приєднана до тягового органа. Опорні органи візка залежно від форми вантажу можуть мати різну конструкцію, деякі з них показані нижче в прикладі. Вихідними даними для проектування слугують ті самі характеристики, які наведені в п. М6.5.

Розміри L , B , Δ_n визначаються аналогічно М6.5. Для вантажів, орієнтованих за **типом В** (тип зафіксовано в розділі “Завдання та початкові дані”, схема орієнтації – рисунок 1) при визначенні розмірів опорного органа L , B розміри на схемі l та b міняються місцями, тобто $L = b + 2\Delta_{\Pi}$, $B = l + 2\Delta_{\Pi}$. Крок вантажних позицій $p_B = (1,5..2)L$, мм, якщо задано **опорний орган типу К** (див. розділ “Завдання та початкові дані”), то $p_B = (1,5..2)b$, мм; крок приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу $2t$, встановленому в розділі “Попередній вибір тягового органа”. Маса елементів: опорного органа – аналогічно п. М6.5 залежно від типу, якщо опорний орган типу К, то $m_n = 0$; осі $m_0 = 0,005t + (0,5..1,2)$, кг;

кронштейна – $m_k = \frac{(1,4..7)(B + 2t)}{1000}$, кг.

Лінійне навантаження ходових частин $q_0 = 9,81m_1 + \frac{9810(m_{\Pi} + m_k + m_0)}{p_B}$.

Приклад

Вантажонесучим органом конвеєра є візок на горизонтальній каретці, схема якого показана на рисунку X.1

У випадку, коли **опорний орган типу К**, вантажонесучий орган буде мати вигляд, показаний на рисунку X.1a.

Вихідні дані: розміри вантажу – довжина $l = 900$ мм, ширина $b = 250$ мм, висота $h = 120$ мм; маса вантажу $m = 12$ кг. Тип опорного органа – платформа Π , тип орієнтації вантажу B (вказується номер розділу “Завдання та початкові дані” в поточному документі). У цьому прикладі тип орієнтації змінено порівняно з прикладом у розділі “Завдання та початкові дані”, оскільки прийнятий тип орієнтації нетиповий для одноцепного горизонтальнозамкнутого конвеєра.

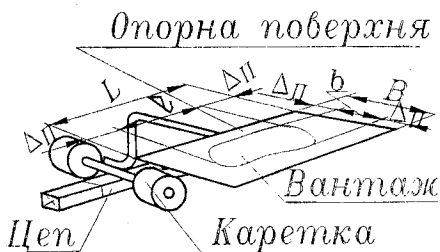


Рисунок X.1 – Схема вантажонесучого органа візкового горизонтальнозамкнутого конвеєра

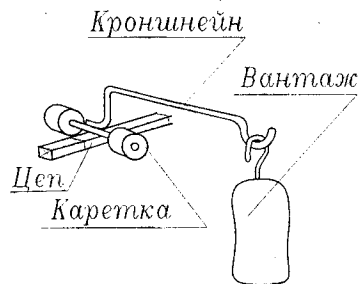


Рисунок X.1a – Вантажонесучий орган типу К візкового горизонтальнозамкнутого конвеєра

Розміри опорного елемента (оскільки тип орієнтації В, то в формулах, наведених у теоретичній частині стосовно цього типу вантажонесучого органа, розміри вантажу l та b міняються місцями, для інших типів орієнтації формули для визначення розмірів мають вигляд $L = l + 2\Delta_{\Pi}$, $B = b + 2\Delta_{\Pi}$, для опорного органа типу К розміри L та B не визначаються):

$$L = b + 2\Delta_{\Pi}, \quad B = l + 2\Delta_{\Pi},$$

де Δ_{Π} – позиційний припуск, для опорних органів типу платформи – $\Delta_{\Pi} = 50\text{--}150$ мм, для середнього вантажу прийнято $\Delta_{\Pi} = 100$ мм (тип вантажу зафіксовано в розділі “Попередній вибір тягового органа”).

$$L = 250 + 2 \cdot 100 = 450 \text{ мм}, \quad B = 900 + 2 \cdot 100 = 1100 \text{ мм}.$$

Крок вантажних позицій $r_B = (1,5..2)L = 1,75 \cdot 450 = 787,5$ мм, приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу. Крок цепу в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі) $t = 100$ мм, прийнято крок вантажних позицій $r_B = 800$ мм.

Якщо опорний орган типу К, то крок вантажних позицій визначається таким чином: $r_B = (1,5..2)b = 1,75 \cdot 1100 = 1925$ мм, приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу. Крок цепу в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі) $t = 100$ мм, прийнято крок вантажних позицій $r_B = 2000$ мм.

Маса опорного органа типу платформи:

$$m_{\Pi} = (12..32)B \cdot L \cdot 10^{-6} = 22 \cdot 450 \cdot 1100 \cdot 10^{-6} = 10,89 \text{ кг}.$$

Якби опорний орган був би у вигляді лотка, то його маса визначається таким чином:

$$m_{\Pi} = (12..32)(B + 40)(L + 40)10^{-6} = 22 \cdot 490 \cdot 1140 \cdot 10^{-6} = 12,29 \text{ кг},$$

аналогічно для решітки:

$$m_{\Pi} = (0,0002..0,0006) \left(\frac{B \cdot L}{40} + L + B \right) = 0,0004 \cdot \left(\frac{450 \cdot 1100}{40} + 1100 + 450 \right) = 5,57 \text{ кг}.$$

Для опорного органа типу К: $m_{\Pi} = 0$.

Маса осі: $m_0 = 0,005t + (0,5..1,2) = 0,005 \cdot 100 + 0,85 = 1,35$ кг.

Маса кронштейна: $m_K = \frac{(1,4..7)(B + 2t)}{1000} = \frac{4,5(1100 + 2 \cdot 100)}{1000} = 5,85$ кг.

Лінійне навантаження ходових частин:

$$q_0 = 9,81m_1 + \frac{9810(m_{\Pi} + m_K + m_0)}{P_B},$$

де m_1 – маса одного метра цепу, прийнята в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі), $m_1 = 3,15$ кг/м.

$$q_0 = 9,81 \cdot 3,15 + \frac{9810(10,89 + 5,85 + 1,35)}{800} = 252,7 \text{ Н/м}.$$

Для опорного органа типу К лінійне навантаження ходових частин визначається таким чином:

$$q_0 = 9,81 \cdot 3,15 + \frac{9810(5,85 + 1,35)}{800} = 119,2 \text{ Н/м}.$$

М6.11 Проектування вантажонесучого органа двоцепного горизонтальнозамкнутого візкового конвеєра

Вантажонесучим органом двоцепного горизонтальнозамкнутого візкового конвеєра є візок, основу якого складає одноосна каретка з вертикальною віссю, жорстко приєднана до тягового органа у вигляді двох цепів. Опорні органи візка залежно від форми вантажу можуть мати різну конструкцію, деякі з них показані у прикладі. Вихідними даними для проектування можуть бути ті самі характеристики, які наведені в п. М6.5.

Розміри L , B , $\Delta_{\text{П}}$ визначаються аналогічно М6.5. Для вантажів, орієнтованих за **типом В** (тип зафіксовано в розділі “Завдання та початкові дані”, схема орієнтації – рисунок 1) при визначенні розмірів опорного органа L , B розміри на схемі l та b міняються місцями, тобто $L = b + 2\Delta_{\text{П}}$, $B = l + 2\Delta_{\text{П}}$. Крок вантажних позицій $p_B = (1,5..2)L$, мм, якщо задано **опорний орган типу К** (розділ “Завдання та початкові дані”), то $p_B = (1,5..2)b$, мм, крок приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу $2t$, встановленому в розділі “Попередній вибір тягового органа”. Маса елементів: опорного органа – аналогічно п. М6.5 залежно від типу, якщо опорний орган типу К, то $m_n = 0$; осі $m_0 = (0,002..0,007)H + (0,5..3)$, кг; кронштейн $m_K = (0,002..0,01)(B + 200)$, кг. Висота вантажонесучого органа (позначення розмірів – див. рисунки в прикладі): $H = h_0 + 150 \geq 800$ мм, тобто у випадку, коли цей розмір менший за 800 мм, його приймають рівним 800 мм (розмір h_0 приймається рівним тому розміру вантажу, який за орієнтацією, встановленою в розділі “Завдання та початкові дані”, рисунок 1, збігається з вертикальною віссю координат). Відстань між зірочками $b_0 = H - 350$ мм. Для опорного елемента типу К розмір h_0 на схемі (рисунок X.1 у прикладі) приймається рівним довжині вантажу ($h_0 = l$).

$$\text{Лінійне навантаження ходових частин: } q_0 = 19,62m_1 + \frac{9810(m_{\text{П}} + m_{\text{К}} + m_0)}{P_B}$$

Приклад

Вантажонесучим органом конвеєра є візок на вертикальній каретці, схема якого показана на рисунку X.1

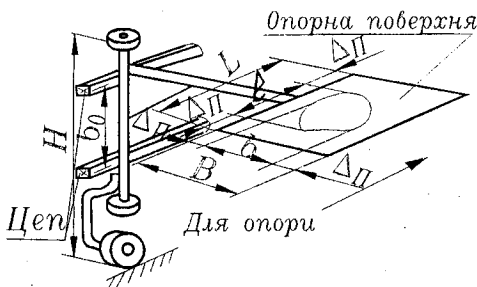


Рисунок X.1 – Схема вантажонесучого органа двоцепного візкового горизонтальнозамкнутого конвеєра

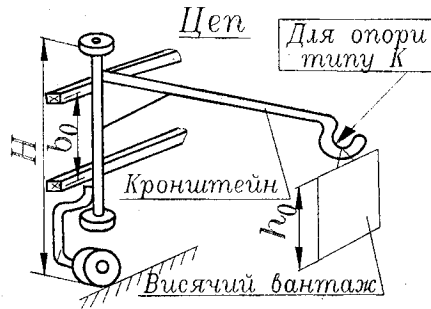


Рисунок X.1a – Вантажонесучий орган типу К двоцепного візкового горизонтальнозамкнутого конвеєра

У випадку, коли **опорний орган типу К**, то він буде мати вигляд, показаний на рисунку X.1a.

Вихідні дані: розміри вантажу – довжина $l = 900$ мм, ширина $b = 250$ мм, висота $h = 120$ мм; маса вантажу $m = 12$ кг. Тип опорного органа – платформа П, тип орієнтації вантажу В (вказується номер розділу “Завдання та початкові дані” в поточному документі). У цьому прикладі тип орієнтації змінено порівняно з прикладом у розділі “Завдання та початкові дані”.

дані”, оскільки прийнятий тип орієнтації нетиповий для двоцепного горизонтальнозамкнутого конвеєра.

Розміри опорного елемента (оскільки тип орієнтації В, то в формулах, наведених у теоретичній частині стосовно цього типу вантажонесучого органа розміри вантажу l та b міняються місцями, для інших типів орієнтації – формули для визначення розмірів мають вигляд $L = l + 2\Delta_{\text{П}}$, $B = b + 2\Delta_{\text{П}}$, для **опорного органа типу К** розміри L та B не визначаються).

$$L = b + 2\Delta_{\text{П}}, \quad B = l + 2\Delta_{\text{П}}$$

де $\Delta_{\text{П}}$ – позиційний припуск, для опорних органів типу платформи – $\Delta_{\text{П}} = 50\text{--}150$ мм, для середнього вантажу прийнято $\Delta_{\text{П}} = 100$ мм (тип вантажу зафіксовано в розділі “Попередній вибір тягового органа”).

$$L = 250 + 2 \cdot 100 = 450 \text{ мм}, \quad B = 900 + 2 \cdot 100 = 1100 \text{ мм}.$$

Крок вантажних позицій: $r_{\text{В}} = (1,5..2)L = 1,75 \cdot 450 = 787,5$ мм, приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу. Крок цепу в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі) $t = 100$ мм, прийнято крок вантажних позицій $r_{\text{В}} = 800$ мм.

Для **опорного органа типу К** крок вантажних позицій визначається таким чином: $r_{\text{В}} = (1,5..2)b = 1,75 \cdot 1100 = 1925$ мм, приводиться до ближчого більшого значення, кратного подвоєному кроку цепу. Крок цепу в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі) $t = 100$ мм, прийнято крок вантажних позицій $r_{\text{В}} = 2000$ мм.

Висота вантажонесучого органа: $H = h_0 + 150 \geq 800$ мм,

де h_0 – розмір вантажу, який за орієнтацією, встановленою в розділі... (вказується номер розділу “Завдання та початкові дані” в поточному документі), $h_0 = 120$ мм.

$$H = 120 + 150 = 270 < 800 \text{ мм}, \text{ прийнято } H = 800 \text{ мм}.$$

Відстань між зірочками $b_0 = H - 350 = 800 - 350 = 450$ мм.

Маса опорного органа типу платформа

$$m_{\text{П}} = (12..32)BL \cdot 10^{-6} = 22 \cdot 450 \cdot 1100 \cdot 10^{-6} = 10,89 \text{ кг}.$$

Якби опорний орган був у вигляді лотка, то його маса визначалась би таким чином:

$$m_{\text{П}} = (12..32)(B + 40)(L + 40)10^{-6} = 22 \cdot 490 \cdot 1140 \cdot 10^{-6} = 12,29 \text{ кг},$$

аналогічно для решітки:

$$m_{\text{П}} = (0,0002..0,0006) \left(\frac{BL}{40} + L + B \right) = 0,0004 \cdot \left(\frac{450 \cdot 1100}{40} + 1100 + 450 \right) = 5,57 \text{ кг}.$$

Для **опорного органа типу К**: $m_{\text{П}} = 0$.

Маса осі: $m_0 = (0,002..0,007)H + (0,5..3) = 0,0045 \cdot 800 + 1,75 = 5,35$ кг.

Маса кронштейна: $m_{\text{К}} = (0,002..0,01)(B + 200) = 0,006 \cdot (1100 + 200) = 7,8$ кг.

Лінійне навантаження ходових частин:

$$q_0 = 19,62m_1 + \frac{9810(m_{\text{П}} + m_{\text{К}} + m_0)}{r_{\text{В}}},$$

де m_1 – маса одного метра цепу, прийнята в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі), $m_1 = 3,15$ кг/м.

$$q_0 = 19,62 \cdot 3,15 + \frac{9810(10,89 + 5,35 + 7,8)}{800} = 356,6 \text{ Н/м}.$$

Для *опорного органа типу К*:

– висота вантажонесучого органа при $h_0 = l = 900$ мм: $H = 900 + 150 = 1050 > 800$ мм,
прийнято $H = 1050$ мм;

– маса осі $m_0 = 0,0045 \cdot 1050 + 1,75 = 6,48$ кг;

– лінійне навантаження ходових частин визначається таким чином:

$$q_0 = 19,62 \cdot 3,15 + \frac{9810(6,48 + 7,8)}{800} = 236,9 \text{ Н/м.}$$

М6.12 Проектування вантажонесучого органа підвісного конвеєра

Вантажонесучим органом підвісних конвеєрів слугує підвіска, конструкція якої залежить від заданого типу опорного органа, виду вантажу та інших технологічних особливостей. Підвіска в свою чергу кріпиться до стандартної каретки, що рухається по монорейці, конфігурація якої повністю відтворює схему траси. Для конвеєрів типу ПВ каретка жорстко з'єднана з тяговим органом – розбірним цепом з кроком 80 мм, якщо маса вантажу не перевищує 250 кг (див. розділ “Попередній вибір тягового органа” в частині підвісних конвеєрів). У штовхаючих підвісних конвеєрах подібного жорсткого зв'язку немає, тяговий орган за необхідності вступає в контакт з кареткою та рухає її. На деяких ділянках (наприклад, спуски) каретка разом з вантажем рухається під дією сили ваги.

Вихідними даними для проектування є ті самі характеристики, які наведені в п. М6.5. Теоретичні положення проектування вантажонесучих органів підвісних конвеєрів зводяться до наступного. Розміри L , B , $\Delta_{\text{П}}$ визначаються аналогічно п. М6.5. Для вантажів, орієнтованих за *типом В* (тип зафіксовано в розділі “Завдання та початкові дані”, схема орієнтації – рисунок 1) при визначенні розмірів опорного органа L , B розміри на схемі l та b міняються місцями, тобто $L = b + 2\Delta_{\text{П}}$, $B = l + 2\Delta_{\text{П}}$. Крок вантажних позицій $p_B = (1,5..2)L$, мм, якщо задано *опорний орган типу К* (див. розділ “Завдання та початкові дані”), то $p_B = (1,5..2)b$, мм, крок приводиться до ближчого більшого значення, кратного 160 мм.

У випадку, коли $p_B \geq 960$ мм, вводяться проміжні одна або декілька кареток з кроком p_K , кратним 160 мм, так, щоб крок p_B був кратним кроку p_K . Якщо ж у введенні проміжної каретки немає потреби, то ці обидва кроки рівні між собою $p_K = p_B$. Маса елементів: опорного органа – аналогічно М6.5 залежно від типу, якщо опорний орган типу *К*, то $m_B = 0,5$ кг; маса інших деталей визначається аналогічно методиці розрахунку коліскового двоцепного конвеєра (п. 6.6): маса тяги $m_T = (0,003..0,01)(h + 250)$ кг, маса осі $m_0 = \frac{(0,6..1,4)(L + 140)}{1000} + (0,3..0,9)$ кг.

Маса підвіски закритого типу, в якій опорний орган підвішується в чотирьох точках: $m_B = m_{\text{П}} + 2m_T + m_0$, відкритого (опорний орган підвішується у двох точках): $m_B = m_{\text{П}} + m_T + m_0$. Загальні рекомендації стосовно вибору типу підвіски (окрім опорного органа типу *К*) можна сформулювати наступним чином: легкі вантажі масою до 10 кг транспортуються в підвісках відкритого типу, середні та важкі – закритого. Для опорних органів типу *К* підвіска має форму

крюка. Лінійне навантаження ходових частин: $q_0 = 32 + \frac{3000}{p_K} + \frac{9810m_B}{p_B}$, Н/м.

Приклад

Вантажонесучим органом конвеєра є підвіска закритого типу, схема якої показана на рисунку Х.1.

Якщо вибрана підвіска відкритого типу (принципи вибору – див. у теоретичній частині М6.12), то її схема матиме вигляд, аналогічний рисунку Х.1а. У випадку, коли опорний орган типу *К* – то його схема показана на рисунку Х.1б.

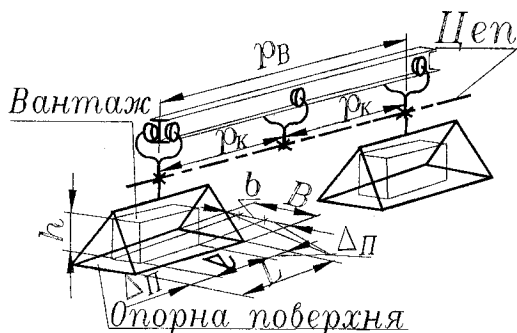


Рисунок X.1 – Схема підвіски закритого типу

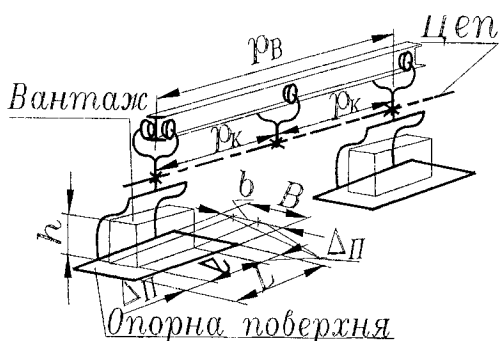


Рисунок X.1a – Схема підвіски відкритого типу

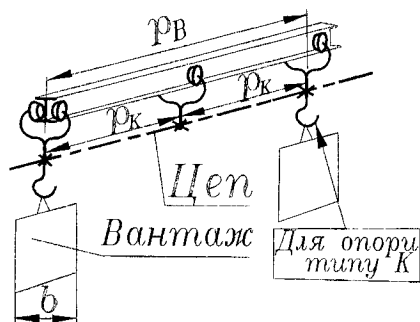


Рисунок X.1б – Схема підвіски типу К

Вихідні дані: розміри вантажу – довжина $l = 900$ мм, ширина $b = 250$ мм, висота $h = 120$ мм; маса вантажу $m = 12$ кг. Тип опорного органа – платформа П, тип орієнтації вантажу – Е (вказується номер розділу “Завдання та початкові дані” в поточному документі).

Розміри опорного елемента:

$$L = l + 2\Delta_{\text{П}}, \quad V = b + 2\Delta_{\text{П}},$$

де $\Delta_{\text{П}}$ – позиційний припуск, для опорних органів типу платформи $\Delta_{\text{П}} = 50\text{--}150$ мм, для середнього вантажу прийнято $\Delta_{\text{П}} = 100$ мм (тип вантажу зафіксовано в розділі “Попередній вибір тягового органа”).

$$L = 900 + 2 \cdot 100 = 1100 \text{ мм}, \quad V = 250 + 2 \cdot 100 = 450 \text{ мм}.$$

Крок вантажних позицій $p_B = (1,5..2)L = 1,7 \cdot 1100 = 1870$ мм, приводиться до ближчого більшого значення, кратного 160 мм. Оскільки крок вантажних позицій більший 960 мм, то потрібно ввести холосту каретку.

Процедура визначення кроку холостих кареток p_K наступна. Потрібно підібрати його таким, щоб він був кратним 160 мм, а крок вантажних позицій був би кратний кроку кареток p_K і 160 мм. Для цього отримане розрахункове значення кроку p_B потрібно поділити на 160 мм, отримане значення приводиться до ближчого більшого, яке ділиться на два. Далі це число множиться на 160 мм, це і буде крок вантажних позицій p_B . Отриманий крок вантажних позицій ділиться на два, це і буде крок кареток p_K , який не повинен перевищувати 960 мм. Якщо ж він перевищує 960 мм, то потрібно результат ділення розрахункового значення кроку вантажних позицій на 160 мм приводити до ближчого більшого цілого, яке б ділилось на три, чотири і т. п. залежно від величини розрахункового значення кроку вантажних позицій. Тоді в проміжку між вантажними каретками буде введено дві холостих. Для наведеного прикладу $1870/160 = 11,688$, приводиться до числа 12. Тоді $p_B = 12 \cdot 160 = 1920$ мм. Далі $1920/2 = 960$ мм, що не перевищує 960 мм.

Прийнято $p_B = 12 \cdot 160 = 1920$ мм, $p_K = 1920/2 = 960$ мм.

У випадку, коли опорний орган типу K , крок вантажних позицій визначається таким чином:

$$p_B = (1,5..2)b = 1,7 \cdot 250 = 425 \text{ мм, приведено до ближчого більшого кратного } 160 \text{ мм} - p_B = 480 \text{ мм.}$$

Маса опорного органа типу платформа:

$$m_{\Pi} = (12..32)B \cdot L \cdot 10^{-6} = 22 \cdot 450 \cdot 1100 \cdot 10^{-6} = 10,89 \text{ кг.}$$

Якби опорний орган був би у вигляді лотка, то його маса визначається таким чином:

$$m_{\Pi} = (12..32)(B + 40)(L + 40)10^{-6} = 22 \cdot 490 \cdot 1140 \cdot 10^{-6} = 12,29 \text{ кг,}$$

аналогічно для решітки:

$$m_{\Pi} = (0,0002..0,0006) \left(\frac{B \cdot L}{40} + L + B \right) = 0,0004 \cdot \left(\frac{450 \cdot 1100}{40} + 1100 + 450 \right) = 5,57 \text{ кг.}$$

Для опорного органа типу K : $m_{\Pi} = 0$.

$$\text{Маса тяги: } m_T = (0,003..0,01)(h + 250) = 0,0065 \cdot (120 + 250) = 2,4 \text{ кг.}$$

$$\text{Маса осі: } m_0 = \frac{(0,6..1,4)(L + 140)}{1000} + (0,3..0,9) = \frac{0,9(1100 + 140)}{1000} + 0,6 = 1,72 \text{ кг.}$$

$$\text{Маса підвіски закритого типу: } m_B = m_{\Pi} + 2m_T + m_0 = 10,89 + 2 \cdot 2,4 + 1,72 = 17,4 \text{ кг.}$$

Якби підвіска була б відкритого типу, то маса підвіски становила б:

$$m_B = m_{\Pi} + m_T + m_0 = 10,89 + 2,4 + 1,72 = 15,01 \text{ кг.}$$

Для підвіски типу K : $m_B = 0,5 \text{ кг.}$

Лінійне навантаження ходових частин:

$$q_0 = 32 + \frac{3000}{P_K} + \frac{9810m_B}{P_B} = 32 + \frac{3000}{960} + \frac{9810 \cdot 17,4}{1920} = 124,03 \text{ Н/м.}$$

Для підвіски типу K лінійне навантаження ходових частин:

$$q_0 = 32 + \frac{3000}{P_K} + \frac{9810m_B}{P_B} = 32 + \frac{3000}{480} + \frac{9810 \cdot 0,5}{480} = 48,5 \text{ Н/м.}$$

Х ШВИДКІСТЬ КОНВЕЄРА

Модуль 7 (для груп спеціальностей Т)

Розрахункова швидкість конвеєра визначається:

$$V_P = \frac{p_v Q_Z}{3600000}, \text{ м/с,}$$

де p_v – крок вантажних позицій, м, розрахований у розділі “Проектування вантажо-несучого органа” (слід звернути увагу на те, що для багатьох конвеєрів у цьому розділі може фігурувати два значення кроку – розрахункове та приведенне до ближчого більшого кратного подвоєному кроку цепу, при розрахунку швидкості слід користуватись у подібних випадках **тільки приведенням значенням кроку** вантажних позицій);

Q_Z – продуктивність конвеєра, шт./год, (продуктивність зазначена як задана величина в розділі “Завдання та початкові дані”).

Далі вибирається номінальне значення швидкості, **ближче** до розрахункового з ряду [26, 27]. Саме приведення до **ближчого** (а не до більшого чи меншого) забезпечує мінімальне відхилення номінальної швидкості від розрахункової, відповідно – до більш точного забезпечення продуктивності конвеєра.

Ряд стандартних значень швидкості конвеєрів прийнято відповідно до ряду R20 [26]:

0,01; 0,0112; 0,0125; 0,014; 0,016; 0,018; 0,02; 0,0224; 0,025; 0,284 0,0315; 0,0355; 0,04; 0,045; 0,05; 0,056; 0,063; 0,08; 0,1; 0,112; 0,125; 0,14; 0,16; 0,18; 0,2; 0,224; 0,25; 0,284 0,315; 0,355; 0,4; 0,45; 0,5; 0,56; 0,63; 0,8; 1,0; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,84 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 8; 10 м/с.

Після вибору номінальної швидкості конвеєра проводиться перевірка відхилення її від розрахункової:

$$\Delta V = \frac{V - V_P}{V} 100 \% \leq [\Delta V] = |10 \%|.$$

Це відхилення не повинно за абсолютним значенням перевищувати 10 %, причому саме значення відхилення може бути як додатне, так і від’ємне залежно від того, в яку сторону приводилась розрахункова швидкість до номінальної – до більшого чи меншого значення.

Якщо відхилення швидкості **перевищує за абсолютною величиною** 10 %, то необхідно відповідно збільшувати крок вантажних позицій, причому для цепних – на величину подвоєного кроку цепу, знову обчислити розрахункову швидкість, вибрати ближче значення номінальної швидкості, аж поки відхилення не впаде в допустимі межі. У випадку, коли виникла необхідність зміни кроку, **зафіксуйте як остаточні для подальшого використання кінцеві значення кроку вантажних позицій та номінального значення швидкості.**

Приклад

Х.1 Розрахунок швидкості РТМ

Швидкість конвеєра:

$$V_P = \frac{p_v Q_Z}{3600000} = \frac{600 \cdot 450}{3600000} = 0,049 \text{ м/с.}$$

Х.2 Вибір номінальної швидкості конвеєра

Вибрано ближче до розрахункового стандартне значення швидкості $V = 0,05$ м/с.

Х.3 Перевірка відхилення швидкості від стандартної

$$\Delta V = \frac{V - V_P}{V} 100 \% = \frac{0,05 - 0,049}{0,05} 100 \% = 2 \% \leq [\Delta V] = |10 \%|.$$

Х РОЗРАХУНОК ЛІНІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Модуль 8 (для груп спеціальностей Т)

Лінійні навантаження визначаються з метою подальшого їх використання в тяговому розрахунку конвеєра. У загальному виді розраховуються лінійні навантаження ходових частин, вантажу, верхніх та нижніх роликкоопор, а також за окремою методикою і тільки за вказівкою керівника проекту – лінійні навантаження консольних частин.

Лінійне навантаження ходових частин q_0 визначається для всіх конвеєрів і розраховано в розділі “Проектування вантажонесучого органа”. Однак, якщо в розділі “Швидкість конвеєра” виникла необхідність при виборі номінальної швидкості змінити крок вантажних позицій, а в розділі “Проектування вантажонесучого органа” лінійне навантаження ходових частин залежить від кроку вантажних позицій, то його необхідно перерахувати за новим значенням кроку.

Лінійне навантаження вантажу також визначається для всіх типів конвеєрів:

$$q_B = \frac{9810 m}{p_B},$$

де m – маса вантажу, зазначена на початку розділу “Завдання та початкові дані”.

Обов’язково необхідно простежити, чи не змінювався крок вантажних позицій в розділі “Швидкість конвеєра”, використовуючи в такому випадку *останнє його значення*.

Лінійні навантаження роликкоопор визначаються тільки для стрічкових конвеєрів (СВ, СГ, СЖ, СР, СС). Лінійне навантаження неробочої (нижньої) роликкоопори: $q_{PH} = 0,0016B^{1,6}$. Лінійне навантаження верхніх роликкоопор не визначається для конвеєра СГ, а для інших стрічкових (СВ, СЖ, СР, СС): $q_{PB} = 50 + 0,0002B^2$. У формулах для визначення лінійних навантажень роликкоопор ширина стрічки B вибрана в розділі “Попередній вибір тягового органа” та зафіксована в розділі “Проектування вантажонесучого органа”, причому використовувати потрібно її стандартне значення.

Як зазначалось, лінійне навантаження консольних частин, по-перше, розраховується тільки за окремою вказівкою керівника проекту, по-друге, тільки для конвеєрів ВД, ВО, КО, ПД, ПО, в яких є консольні частини. Ці параметри обраховуються окремо для робочої та неробочої ділянок (робоча ділянка розташована в напрямку руху конвеєра між точками завантаження та розвантаження, які позначені на схемі (рисунок Х.1 в розділі “Завдання та початкові дані”). Всі інші ділянки відносяться до неробочих. Для неробочої ділянки – $q_{KH} = K_K q_0$, для робочої – $q_{KP} = q_B + K_K q_0$, де $K_K = 0,4..0,8$ для конвеєрів ВД, ВО та $K_K = 0,7..0,9$ для конвеєрів КО, ПД, ПО (менші значення для опорних органів типу К, більші – П, Л, середні – для Р; тип опорного органа зафіксовано в розділі “Завдання та початкові дані”).

Приклад (у завданні визначено тип конвеєра – колісковий двоцепний, див. розділ “Завдання та початкові дані”).

Х.1 Лінійне навантаження ходових частин визначено в розділі... (вказується номер розділу “Проектування вантажонесучого органа” в поточному документі).

$$q_0 = 90,9 \text{ Н/м.}$$

Х.2 Лінійне навантаження вантажу:

$$q_B = \frac{9810m}{p_B} = \frac{9810 \cdot 12}{600} = 196,2 \text{ Н/м.}$$

X ВИБІР КОЕФІЦІЄНТІВ ОПОРУ РУХУ

Модуль 9 (для груп спеціальностей Т)

Траса конвеєра в загальному вигляді складається з прямих (похилі, горизонтальні та вертикальні) і криволінійних ділянок. Тип та кількість ділянок наведена на рисунку X.1 розділу “Завдання та початкові дані”, а також у розділі “Опис робочої транспортної машини”.

Коефіцієнт опору руху на прямих ділянках вибирається залежно від типу ходових елементів (розділ “Опис робочої транспортної машини”). Для ходових елементів типу:

– **КР** (кочення на роликах (катках) з підшипниками ковзання), коефіцієнт опору руху $c = 0,06..0,08$ – хороші умови, $c = 0,08..0,1$ – середні умови, $c = 0,1..0,13$ – важкі умови;

– **КЦ** (кочення на роликах цепу) – аналогічно типу **КР**;

– **РК** (кочення на роликах з підшипниками кочення), $c = 0,02$ – хороші умови, $c = 0,03$ – середні умови, $c = 0,045$ – важкі умови;

– **ГК** (ковзання по гладкій площині), $c = 0,3..0,45$;

– **ГЦ** (ковзання цепу по площині), $c = 0,25..0,35$.

Умови роботи визначаються наступним чином: у розділі “Опис робочої транспортної машини” зазначене місце встановлення конвеєра. Якщо він працює в цехах або між ними, а вантаж не призводить до запиленості, забруднення, вологості, то умови роботи хороші; для тих самих випадків, але за умови, що мають місце запиленість, забруднення, вологість – умови роботи середні; для всіх інших випадків – умови роботи важкі.

Коефіцієнти натягу на криволінійних ділянках вибираються за таблицею 24 залежно від типу конвеєра та кута повороту траси на ділянці повороту. Конвеєри розділяються на дві групи: **стрічкові** (СВ, СГ, СЖ, СР, СС) та **цепні** (до яких відносять інші, в т.ч. стрічково-цепні). Кут повороту траси на кінцях розімкнутої схеми траси (рисунку X.1 розділу “Завдання та початкові дані”) дорівнює 180° , в усіх інших місцях – менший 180° .

Таблиця 24 – Вибір коефіцієнта натягу на криволінійних ділянках К

Кут повороту траси	Тип конвеєра	
	стрічковий	цепний
$< 180^\circ$	1,03..1,04	1,05..1,06
180°	1,05..1,06	1,07..1,09

Розрахунок коефіцієнта опору руху від консольних частин виконується *тільки для конвеєрів ВД, ВО, КО, ПД, ПО* за *окремою вказівкою керівника* проекту.

Коефіцієнт опору руху від консольних частин для конвеєрів **КО**: $c_K = (0,5..0,6) \frac{b}{H} c$;

ВД: $c_K = (1,2..1,4) \frac{b}{H-100} c$, (висота H визначена в розділі “Проектування вантажонесучого

органа”); **ВО**: $c_K = (1,2..0,5) \frac{b}{t} c$; **ПО, ПД**: $c_K = (1,33..1)c$. Коефіцієнти в заданому діапазоні

відповідають крокові цепу $t = (40..250)$ мм, сам крок вибрано в розділі “Попередній вибір тягового органа”, ширина вантажу b – у розділі “Завдання та початкові дані”.

Приклад

X.1 Вибір коефіцієнтів опору руху на прямолінійних ділянках

Для опорних елементів типу ГЦ коефіцієнт опору руху $c = 0,25..0,35$, прийнято $c = 0,3$.

X.2 Вибір коефіцієнтів натягу на криволінійних ділянках

Коефіцієнт натягу на криволінійних ділянках для кутів повороту траси цепного конвеєра менше 180° : $K_1 = 1,05..1,06$, прийнято $K_1 = 1,06$; для кінцевої ділянки, де траса повертає на кут 180° : $K_2 = 1,07..1,08$, прийнято $K_2 = 1,07$.

Х РОЗГОРНУТА СХЕМА ТРАСИ

Модуль 10 (для груп спеціальностей Т)

Розгортання схеми траси проводиться наступним чином. Ті схеми, які утворюють замкнутий контур у вигляді прямокутника, трикутника або більш складної фігури (схеми 14, 25, 26, 29, 30, 44, 50, 51), додатково розгортати вже не потрібно, але в усіх місцях, де є перелом траси необхідно ввести криволінійні ділянки у вигляді закруглення. Для інших трас схема викреслюється у вигляді двох паралельних гілок, причому на всіх переломах та у всіх кінцях вводяться криволінійні ділянки. Схема траси вперше зафіксована на рисунку Х.1 розділу “Завдання та початкові дані”. З цього рисунка переносяться точки завантаження та розвантаження, які мають форму стрілок, направлених відповідно в сторону та від траси.

Вантаж рухається від точки завантаження до точки розвантаження. Для стрічкових, стрічково-цепних, пластинчатих, цепнонесучих та візкових вертикальнозамкнутих робочою (вантажною) повинна бути тільки верхня ділянка. Для всіх інших конвеєрів керуються логікою його призначення. Наприклад, якщо траса має форму прямокутника, точка завантаження знаходиться зліва внизу, розвантаження – справа внизу, то логічно вважати, що вантажна ділянка йде від лівого нижнього кутка вгору, далі направо і потім вниз, інакше немає сенсу робити трасу у вигляді прямокутника. Якщо ж у тій же трасі точка розвантаження знаходиться по діагоналі від точки завантаження (справа вгору), то обидва варіанти руху по трасі – за годинниковою чи проти годинникової стрілки – рівноцінні. Вибравши напрямок руху по трасі, необхідно над робочою ділянкою накреслити стрілку в напрямку руху, а над нею – букву *V*.

Привод встановлюється в точці розвантаження або близько до неї (останнє тоді, коли ця точка не збігається з кінцем траси), місце знаходження приводу позначається двома діагоналями на колі, що відображає ведучий елемент приводу. Згідно з вибраним напрямком руху по трасі (стрілка з буквою *V*) позначається стрілкою напрямком обертання ведучого елемента.

Точка збігання з ведучого елемента позначається як перша, далі траса розбивається на характерні ділянки – прямі та криволінійні, котрі чергуються між собою. Точки кінців цих ділянок нумеруються в послідовності від першої в напрямку руху по трасі.

Після виконання процедури розгортання з рисунку Х.1 (розділ “Завдання та початкові дані”) на розгорнуту схему траси переносяться всі розміри.

Приклад

Розгорнута схема траси показана на рисунку Х.1.

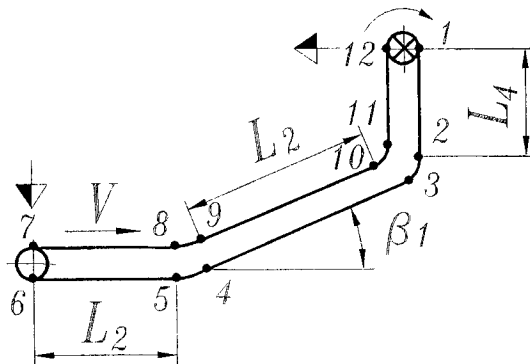


Рисунок Х.1 – Розгорнута схема траси

Х СИЛА МІНІМАЛЬНОГО НАТЯГУ ТЯГОВОГО ОРГАНА

Модуль 11 (для груп спеціальностей Т)

Мінімальний натяг тягового органа повинен забезпечувати залежно від типу конвеєра нормальне положення опорного органа, як правило – горизонтальне; недопустимим є провисання тягового органа за межі, при яких вантаж почне рухатись з недопустимими коливаннями; набігання тягового органа на зірочку без перекосів тощо.

Сила мінімального натягу визначається залежно від типу конвеєра, який обумовлює вид опорних елементів конвеєра. Для конвеєрів типів:

– **ПО** – $F_{\min} = 187,4(m + m_{\Pi} + m_{\gamma} + m_0)$, сила мінімального натягу тягового органа поличних елеваторів розраховується за умовою горизонтальності опорного елемента;

– **ПД** – $F_{\min} = 187,4(m + m_{\Pi} + 2m_{\gamma} + m_0)$;

– **СЖ, СВ, СС, СР** – $F_{\min} = K_{СК} (0,8..1,2)(q_B + q_0)$;

– **СГ** – $F_{\min} = (12..24)q_0$;

– для всіх інших – $F_{\min} = 0,01K_{СК} \frac{[F]}{[s]} \geq 500z_{Ц}$.

У наведених залежностях:

m – маса вантажу (зафіксована в розділі “Завдання та початкові дані”);

m_{Π} , m_{γ} , m_0 – маси складових вантажонесучого органа (визначені в розділі “Проектування вантажонесучого органа”);

$K_{СК}$ – коефіцієнт складності траси, $K_{СК} = 5$ для горизонтального конвеєра довжиною менше 100 м, $K_{СК} = 7$ для горизонтального конвеєра довжиною більше 100 м, $K_{СК} = 8..10$ для конвеєрів з похилими та вертикальними ділянками;

q_0 – лінійне навантаження ходових частин (визначене в розділі “Проектування вантажонесучого органа” і в деяких випадках кориговане в розділі “Розрахунок лінійних навантажень”);

q_B – лінійне навантаження вантажу (отримане в розділі “Розрахунок лінійних навантажень”);

$[F]$ – розривна сила (зафіксована в розділі “Попередній вибір тягового органа”);

$[s]$ – коефіцієнт запасу міцності, $[s] = 6..7$ для горизонтальної траси, $[s] = 8..10$ для конвеєрів з похилими ділянками, $[s] = 10..13$ для конвеєрів з просторовою трасою або трасою, яка має вертикальні ділянки;

$z_{Ц}$ – прийнята кількість цепів, в конвеєрах **ЦО, ЦВ, СП, СЦ, ПШ, ПВ, КО, ВП, ВО, ВВ** – $z_{Ц} = 1$, для інших цепних – $z_{Ц} = 2$.

Числові коефіцієнти вибираються відповідно до типу за масою вантажу (див. модуль 5).

Звертаємо увагу на те, що сила мінімального натягу, яка визначена за останньою залежністю для більшості цепних конвеєрів, **повинна бути не меншою за 500 Н на один цеп.**

Приклад

Сила мінімального натягу тягового органа:

$$F_{\min} = 0,01K_{СК} \frac{[F]}{[s]} \geq 500z_{Ц},$$

де $K_{СК}$ – коефіцієнт складності траси, $K_{СК} = 8..10$, прийнято $K_{СК} = 10$;

$[s]$ – коефіцієнт запасу міцності, $[s] = 10..13$, прийнято $[s] = 12$;

$z_{Ц}$ – кількість цепів, $z_{Ц} = 2$.

$F_{\min} = 0,01 \cdot 10 \frac{56000}{12} = 466,7 < 500 \cdot 2 = 1000$ Н, прийнято більше з отриманих значень

$F_{\min} = 1000$ Н.

Х ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВЕДУЧОГО ОРГАНА ПРИВОДУ

Модуль 12

Ведучим елементом конвеєрів **СС, СР, СЖ, СГ, СВ** слугує приводний барабан, для якого визначається діаметр барабана:

$$d_B = 60 \cdot z_n \sqrt[3]{[\sigma_n]},$$

де z_n – кількість прокладок стрічки;

$[\sigma_n]$ – границя міцності одного міліметра ширини однієї прокладки, згідно з даними розділу “Попередній вибір тягового органа” $z_n = 3$, $[\sigma_n] = 65$ Н/мм. Одержане значення діаметра барабана приводиться до ближчого більшого зі стандартного ряду: 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1400, 1600, 2000, 2500 мм.

Приклад (для стрічкових конвеєрів)

Діаметр барабана:

$$d_B = 60 \cdot z_n \sqrt[3]{[\sigma_n]},$$

де z_n – кількість прокладок стрічки, $z_n = 3$, розділ... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі);

$[\sigma_n]$ – границя міцності одного міліметра ширини однієї прокладки, $[\sigma_n] = 65$ Н/мм, розділ... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі).

$$d_B = 60 \cdot 3 \cdot \sqrt[3]{65} = 414,8 \text{ мм, прийнято ближче більше стандартне значення } d_B = 500 \text{ мм.}$$

Ведучим елементом всіх інших конвеєрів слугує приводна зірочка, для якої визначається кількість зубців z та діаметр ділильного кола d_d . Кількість зубців: $z = \frac{1600 + 2,78 \cdot (p - 40)}{p}$, де

p – крок зачеплення, який для конвеєрів **ПВ та ПШ** дорівнює 160 мм, для всіх інших **цепних** – кроку цепу t (зафіксований в розділі “Попередній вибір тягового органа”). Одержане значення приводиться до ближчого цілого. Діаметр ділильного кола для конвеєрів **ПВ та ПШ** –

$$d_d = \frac{t}{\sin \frac{90}{z}}, \text{ для всіх інших цепних – } d_d = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}}. \text{ Далі застосовується ціле число зубців } z.$$

Діаметр визначається з точністю до 0,001 мм.

Приклад (для цепних конвеєрів)

Кількість зубців приводної зірочки:

$$z = \frac{1600 + 2,78(p - 40)}{p},$$

де p – крок зачеплення, $p = t = 100$ мм, розділ... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі).

$$z = \frac{1600 + 2,78 \cdot (100 - 40)}{100} = 17,67, \text{ прийнято } z = 18.$$

Діаметр ділильного кола приводної зірочки:

$$d_d = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{100}{\sin \frac{180}{18}} = \frac{100}{0,174} = 574,713 \text{ мм.}$$

Х КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ ПРИВОДУ

Модуль 13

Коефіцієнт корисної дії приводу орієнтовно визначається за формулою:

$$\eta = (0,84 \cdot 0,88) \cdot 0,97^{z_p} \cdot 0,7^{z_c},$$

де z_p – кількість передач в редукторі;

z_c – кількість черв'ячних передач.

Кількість передач в редукторі та кількість черв'ячних передач вибирається залежно від типу редуктора: для тих редукторів, в назві яких вказано, що він одноступеневий – z_p або z_c дорівнює одиниці (залежно від типу редуктора); для двоступневих – z_p або z_c дорівнюють двом; триступневих – $z_p = 3$; для редукторів КДВ – $z_p = 4$; КЦ1, Пз2 – $z_p = 2$; КЦ2 – $z_p = 3$; Вз, Пз – $z_p = 1$ (тип редуктора вказано у розділі “Завдання та початкові дані”).

Приклад (для груп спеціальностей Т і Г)

Коефіцієнт корисної дії приводу орієнтовно визначається за формулою:

$$\eta = 0,84 \cdot 0,97^{z_p} \cdot 0,7^{z_c},$$

де z_p – кількість передач в редукторі, заданий двоступеневий редуктор, розділ... (вказується номер розділу “Завдання та початкові дані” в поточному документі), для двоступеневого редуктора – $z_p = 2$;

z_c – кількість черв'ячних передач; в зв'язку з тим, що в завданні як обов'язковий елемент відсутня черв'ячна передача, $z_c = 0$.

$$\eta = 0,84 \cdot 0,97^2 = 0,79.$$

Примітка (для груп спеціальностей М).

Якщо в складі приводу обов'язковим є черв'ячний редуктор (розділ “Завдання та початкові дані”), то $z_p = 0$, $z_c = 1$, для всіх інших варіантів редуктора $z_p = 1$, $z_c = 0$.

Приклад (для груп спеціальностей М)

Коефіцієнт корисної дії приводу орієнтовно визначається за формулою:

$$\eta = 0,88 \cdot 0,97^{z_p} \cdot 0,7^{z_c},$$

де z_p – кількість передач в циліндричному або конічному редукторах;

z_c – кількість черв'ячних передач, згідно з завданням як обов'язковий елемент приводу задано черв'ячний редуктор, тому $z_c = 1$, $z_p = 0$.

$$\eta = 0,88 \cdot 0,7 = 0,65.$$

Х ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК КОНВЕЄРА

Модуль 14 (для груп спеціальностей Т)

Тяговий розрахунок виконується методом обходу контуру, який має дві форми: обхід контуру траси в напрямку руху конвеєра (прямий) та проти ходу конвеєра (зворотний). Основним є прямий обхід, необхідність у зворотному виникає тоді, коли потрібно переносити точку прикладення сили мінімального натягу. Послідовність виконання тягового розрахунку полягає в наступному. Попередньо розгортається траса (див. розділ “Розгорнута схема траси”) з розподілом її на характерні прямі та криволінійні ділянки. Сила мінімального натягу спочатку прикладається у першу точку контуру. Натяг тягового органа при прямому ході визначається за формулою:

$$F_{i+1} = F_i + S_i, \quad (14.1)$$

при зворотному:

$$F_i = F_{i+1} - S_i, \quad (14.2)$$

де F_i, F_{i+1} – натяг тягового органа на початку та в кінці ділянки траси;

S_i – опір руху на ділянці.

Опір руху на характерних ділянках розраховується за формулами:

– для горизонтальної: $S_f = qLc, \quad (14.3)$

– для похилої: $S_{II} = q(cL \cos \beta \pm L \sin \beta), \quad (14.4)$

– для вертикальної: $S_B = \pm qL, \quad (14.5)$

– для криволінійної: $S_K = (K - 1)F_i, \quad (14.6)$

де L – довжина ділянки, м;

β – кут нахилу ділянки, довжини ділянок та кути нахилу відзначені в розділі “Завдання та початкові дані”;

c – коефіцієнт опору руху на прямих ділянках стосовно конкретної ділянки;

K – коефіцієнт натягу на криволінійних ділянках, коефіцієнт опору c та коефіцієнт натягу K вибрані в розділі “Вибір коефіцієнтів опору руху”, причому для конвеєра **СП** – коефіцієнт c різний для робочої та неробочої гілок, а значення коефіцієнта натягу у зв’язку з невеликою різницею можна вибирати однаково для всіх криволінійних ділянок, на відміну від прийнятих в прикладі різних для кінцевих та проміжних ділянок;

q – сума лінійних навантажень, які діють на заданій ділянці (див. табл. 25).

Позначення складових суми лінійних навантажень у таблиці 25 відповідає позначенням в розділі “Розрахунок лінійних навантажень” (модуль 8), там само – перелік конвеєрів, які відносяться до стрічкових.

Таблиця 25 – Сума лінійних навантажень на ділянках

Вид ділянки	Тип конвеєра	
	стрічковий	цепний
Вантажна (робоча)	$q = q_0 + q_B + q_{PB}$	$q = q_0 + q_B$
Холоста (неробоча)	$q = q_0 + q_{PH}$	$q = q_0$

Знак “плюс” в рівняннях (14.4), (14.5) ставиться у випадку, коли вантаж на ділянці рухається вгору, “мінус” – при рухові вниз;

Слід також відзначити, що з врахуванням рівнянь (14.1), (14.2), (14.6) для всіх криволінійних ділянок рівняння натягу матимуть вигляд при прямому обході:

$$F_{i+1} = KF_i, \quad (14.7)$$

при зворотному:

$$F_i = F_{i+1}/K. \quad (14.8)$$

У жодній точці контуру сила натягу не повинна бути меншою за силу мінімального натягу F_{\min} . Якщо ж ця умова не виконується, то точка прикладення сили мінімального натягу переноситься в ту точку, де умова не виконується. Від нової точки тяговий розрахунок ведеться в прямому напрямку за формулами (14.1) і (14.7) до останньої точки траси та у зворотному напрямку за формулами (14.2) і (14.8) до першої точки. Для деяких трас точка прикладення сили мінімального натягу може переноситися декілька разів, тому рекомендується спочатку тільки прямим ходом знайти остаточну точку, куди буде прикладена сила мінімального натягу, а вже потім від неї провести перерахунок у зворотному напрямку до першої точки. **Сила натягу в першій точці повинна бути зафіксована за результатами останнього перерахунку.**

Для конвеєрів **КО, ПО, ПД, ВО, ВД** за окремою вказівкою керівника проекту може вводитись додатковий опір руху від консольних частин. Тоді до всіх рівнянь (14.3–14.5), незалежно від того, куди рухається вантаж – вгору чи вниз, додається складова додаткового опору:

$$S_D = q_K L c_K,$$

де q_K, c_K – лінійне навантаження та коефіцієнт опору від консольних частин, які у випадку наявності окремої вказівки керівника проекту визначались в розділі “Розрахунок лінійних навантажень”.

Приклад

Натяг в характерних точках траси:

$$F_1 = F_{\min} = 1000 \text{ Н.}$$

$$F_2 = F_1 + S_1 = F_1 + S_B = F_1 - q_0 L_4 = 1000 - 90,9 \cdot 2 = 1000 - 181,8 = 818,2 \text{ Н} < F_{\min} = 1000 \text{ Н.}$$

Оскільки натяг в точці 2 менший F_{\min} , то F_{\min} переноситься в точку 2:

$$F_2 = F_{\min} = 1000 \text{ Н.}$$

$$F_1 = F_2 - S_1 = 1000 - (-181,8) = 1181,8 \text{ Н.}$$

$$F_3 = F_2 + S_2 = F_2 + S_K = F_2 + (K_1 - 1)F_2 = K_1 F_2 = 1,06 \cdot 1000 = 1060 \text{ Н.}$$

$$F_4 = F_3 + S_3 = F_3 + S_{II} = F_3 + q_0 (cL_3 \cos \beta - L_3 \sin \beta) = 1060 + 90,9(0,3 \cdot 5 \cdot 0,961 - 5 \cdot 0,276) = 1060 + 5,6 = 1065,6 \text{ Н.}$$

$$F_5 = K_1 F_4 = 1,06 \cdot 1065,6 = 1129,5 \text{ Н.}$$

$$F_6 = F_5 + S_5 = F_5 + S_T = F_5 + q_0 L_2 c = 1129,5 + 90,9 \cdot 7,5 \cdot 0,3 = 1129,5 + 204,5 = 1334 \text{ Н.}$$

$$F_7 = K_2 F_6 = 1,07 \cdot 1334 = 1427,4 \text{ Н.}$$

$$F_8 = F_7 + S_7 = F_7 + (q_0 + q_B) L_2 c = 1427,4 + (90,9 + 196,2) 7,5 \cdot 0,3 = 2051,6 \text{ Н.}$$

$$F_9 = K_1 F_8 = 1,06 \cdot 2051,6 = 2259,2 \text{ Н.}$$

$$F_{10} = F_9 + S_9 = F_9 + (q_0 + q_B)(cL_3 \cos \beta + L_3 \sin \beta) = 2259,2 + (90,9 + 196,2)(0,3 \cdot 5 \cdot 0,961 + 5 \cdot 0,276) = 2259,2 + 810,1 = 3069,3 \text{ Н.}$$

$$F_{11} = K_1 F_{10} = 1,06 \cdot 3069,3 = 3222,7 \text{ Н.}$$

$$F_{12} = F_{11} + S_{11} = F_{11} + (q_0 + q_B) L_4 = 3222,7 + (90,9 + 196,2) 2 = 3796,5 \text{ Н.}$$

Х ПЕРЕВІРКА ВИБОРУ ТЯГОВОГО ОРГАНА

Модуль 15 (для груп спеціальностей Т)

Для конвеєрів СВ, СГ, СЖ, СР перевірка полягає у визначенні кількості прокладок конвеєрної стрічки:

$$z_{II} = \frac{F_{\max} [s]}{B[\sigma_{II}]} \leq 3,$$

де F_{\max} – найбільше зусилля натягу тягового органа, визначене в тяговому розрахунку (розділ “Тяговий розрахунок конвеєра”);

$[s]$ – коефіцієнт запасу міцності, $[s] = 6..7$ – для горизонтальної траси, $[s] = 8..10$ – для конвеєрів з похилими ділянками, $[s] = 10..13$ – для конвеєрів з просторовою трасою або трасою, яка має вертикальні ділянки;

B – стандартна ширина стрічки в мм, визначена в розділах “Попередній вибір тягового органа” та “Проектування вантажонесучого органа”;

$[\sigma_{II}]$ – границя міцності одного міліметра ширини однієї прокладки, яка зафіксована в розділі “Попередній вибір тягового органа”.

У випадку, якщо кількість прокладок перевищить значення трьох – необхідно вибрати за ГОСТ 20–85 “Ленты конвейерные резиноканевые. Технические условия” стрічку з ближчою більшою кількістю прокладок, а також після цього в розділі “Визначення параметрів ведучого органа” перерахувати діаметр приводного барабана.

Для конвеєра СС перевірка вибору тягового органа не виконується.

Приклад (для групи стрічкових конвеєрів)

Кількість прокладок конвеєрної стрічки:

$$z_{II} = \frac{F_{\max} [s]}{B[\sigma_{II}]} \leq 3,$$

де F_{\max} – найбільше зусилля натягу тягового органа, визначене в тяговому розрахунку, $F_{\max} = 3796,5 \text{ Н}$, розділ... (вказати номер розділу “Тяговий розрахунок конвеєра” в поточному документі);

$[s]$ – коефіцієнт запасу міцності, $[s] = 8..10$ – для конвеєрів з похилими ділянками (в прикладі умовно прийнято, що траса має тільки похилі ділянки, оскільки стрічкові конвеєри загального призначення не можуть мати вертикальних ділянок, як це передбачено основним завданням), прийнято $[s] = 10$;

B – ширина стрічки в мм, визначена в розділах... (вказуються номери розділів “Попередній вибір тягового органа” та “Проектування вантажонесучого органа” в поточному документі);

$[\sigma_{II}]$ – границя міцності одного міліметра ширини однієї прокладки, яка зафіксована в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі), $[\sigma_{II}] = 65 \text{ Н/мм}$.

$$z_{II} = \frac{3796,5 \cdot 10}{400 \cdot 65} = 1,46 \leq 3.$$

Тяговий орган вибрано правильно.

Перевірка правильності вибору тягового органа цепних конвеєрів (всі, *окрім СВ, СГ, СЖ, СР, СС*) полягає в дотриманні умови:

$$\frac{K_H}{z_{II}} F_{\max} [s] \leq [F],$$

де K_H – коефіцієнт нерівномірності розподілу натягу між цепами, для одноцепних конвеєрів (**ВВ, ВО, ВП, КО, ПВ, ПО, ПШ, СП, СЦ, ЦО**) $K_H = 1$, для всіх інших, які є двоцепними, $K_H = 1,1..1,25$;

$z_{\text{ц}}$ – кількість цепів, в конвеєрах **ЦО, ЦВ, СП, СЦ, ПШ, ПВ, КО, ВП, ВО, ВВ** $z_{\text{ц}} = 1$, для інших цепних, які є двоцепними, $z_{\text{ц}} = 2$;

F_{max} – найбільше зусилля натягу тягового органа, визначене в тяговому розрахунку (розділ “Тяговий розрахунок конвеєра”);

$[s]$ – коефіцієнт запасу міцності, $[s] = 6..7$ – для горизонтальної траси, $[s] = 8..10$ – для конвеєрів з похилими ділянками, $[s] = 10..13$ – для конвеєрів з просторовою трасою або трасою, яка має вертикальні ділянки;

$[F]$ – розривна сила, яка встановлена при виборі тягового органа в розділі “Попередній вибір тягового органа”.

Якщо умова не виконується, необхідно вибрати цеп з більшою розривною силою $[F]$ (табл. 22 в модулі 5), при цьому бажано застосовувати такий цеп, в якого була б необхідна розривна сила, але по можливості такі самі маса та крок. Якщо обидві з цих умов виконати неможливо, то слід вибрати цеп, орієнтуючись на незмінність маси, а крок вибирати з умови збереження кратності раніше вибраному в розділі “Попередній вибір тягового органа”. У цьому випадку об’єм перерахунків буде мінімальним і буде починатись з розділу “Розрахунок лінійних навантажень” (включаючи і лінійне навантаження ходових частин). Якщо ж крок не вдасться зберегти, то перерахунки починаються з розділу “Проектування вантажонесучого органа”.

Приклад (для цепних конвеєрів)

Умова правильності вибору тягового органа:

$$\frac{K_H}{z_{\text{ц}}} F_{\text{max}} [s] \leq [F],$$

де K_H – коефіцієнт нерівномірності розподілу натягу між цепами, для двоцепного коліскового конвеєра $K_H = 1,1..1,25$, прийнято $K_H = 1,2$;

$z_{\text{ц}}$ – кількість цепів, в конвеєрах, які є двоцепними, $z_{\text{ц}} = 2$;

F_{max} – найбільше зусилля натягу тягового органа, визначене в тяговому розрахунку, розділ... (вказується номер розділу “Тяговий розрахунок конвеєра” в поточному документі), $F_{\text{max}} = 3796,5 \text{ Н}$;

$[s]$ – коефіцієнт запасу міцності, для конвеєрів з просторовою трасою або трасою, яка має вертикальні ділянки $[s] = 10..13$, прийнято $[s] = 12$;

$[F]$ – розривна сила, яка встановлена при виборі тягового органа в розділі... (вказується номер розділу “Попередній вибір тягового органа” в поточному документі), $[F] = 56000 \text{ Н}$.

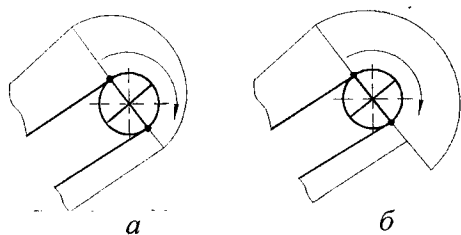
$$\frac{1,2}{2} 3796,5 \cdot 12 = 27334,8 < 56000.$$

Таким чином, тяговий орган вибрано правильно.

Х ДІАГРАМА НАТЯГУ ТЯГОВОГО ОРГАНА

Модуль 16 (для груп спеціальностей Т)

Діаграми натягу тягового органа будуються для наглядного представлення розподілу напруженого стану тягового органа. Використовуються два види діаграм: замкнута та розімкнута. Принципова різниця між ними насамперед полягає в тому, що перша створюється на базі розгорнутої схеми траси (розділ “Розгорнута схема траси”), друга – в прямокутній системі координат. Замкнута діаграма більш наочна, але одночасно і складніша в побудові, причому вона має деяку відмінність у випадку стрічкових чи цепних конвеєрів.



a – стрічковий; *б* – цепний

Рисунок 2 – Фрагмент діаграми натягу тягового органа конвеєра в околі приводу

Будується замкнута діаграма наступним чином. У характерних точках траси проводяться ординати, перпендикулярні прямій ділянці, яка прилягає до цієї точки. На ординатах з дотриманням співвідношень відкладаються графічні еквіваленти сил, визначені в розділі “Тяговий розрахунок конвеєра”. Одержані точки з’єднуються на прямих ділянках прямими лініями, на криволінійних – плавними перехідними кривими.

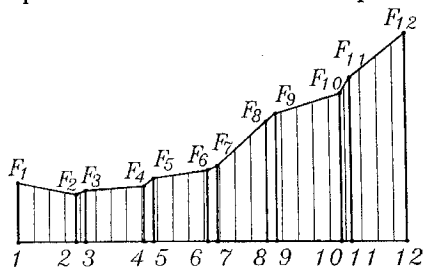


Рисунок X.1a – Варіант розімкнутої діаграми натягу тягового органа

Приклад

Діаграма натягу показана на рисунку X.1.

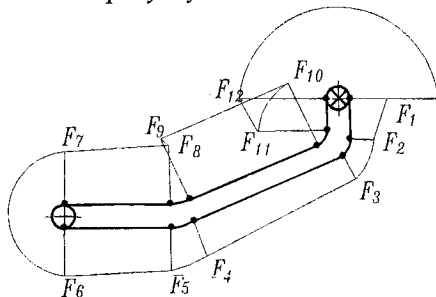


Рисунок X.1 – Діаграма натягу

Ця відмінність полягає в конфігурації ділянки навколо ведучого елемента приводу. Для стрічкових конвеєрів (СВ, СГ, СЖ, СР, СС) епора сили натягу тягового органа навкруг ведучого елемента приводу має форму плавної кривої від точки набігання на ведучий елемент до точки збігання (рисунок 2, *a*). У цепних конвеєрах принцип передачі тягового зусилля – за рахунок зачеплення, тому в околі ведучого елемента тяговий орган натягнутий практично з однаковим зусиллям, рівним натягу в точці набігання на ведучий елемент. І тільки в точці збігання має місце різке розвантаження тягового органа до зусилля натягу в цій точці (рисунок 2, *б*).

Для побудови розімкнутої діаграми слід на горизонтальній осі намітити всі точки контуру траси (розділ “Розгорнута схема траси”) з дотриманням приблизного співвідношення довжин ділянок. Від кожної точки проводиться вверх перпендикуляр, на якому знову ж таки з дотриманням певних співвідношень значень сил натягу (розділ “Тяговий розрахунок конвеєра”) відкладаються ординати. Отримані точки з’єднують прямими. Варіант розімкнутої діаграми показано на рисунку X.1a.

X КОМПЛЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ

Модуль 17 (для груп спеціальностей М)

Послідовність комплектування приводу полягає в наступному. Визначається розрахункова потужність двигуна:

$$P_p = \frac{(F_H - F_1)V}{1000\eta},$$

де F_H – натяг тягового органа в точці набігання на ведучий елемент (задано в розділі “Завдання та початкові дані”);

F_1 – натяг тягового органа в точці збігання з ведучого елемента (вибрано в розділі “Завдання та початкові дані”);

V – швидкість конвеєра, м/с (задана в розділі “Завдання та початкові дані”);

η – загальний коефіцієнт корисної дії (визначено в розділі “Коефіцієнт корисної дії приводу”).

Далі вибирається електродвигун ближчої більшої номінальної потужності серії 4А (табл. 26), причому, якщо серед обов’язкових елементів приводу (див. розділ “Завдання та початкові дані”) є черв’ячний редуктор, то вибираються двигуни з колонок з синхронною частотою 3000 або 1500 хв^{-1} , для всіх інших редукторів вибір ведеться з колонок з синхронною частотою 1000 або 1500 хв^{-1} .

Таблиця 26 – Типи та характеристики деяких електродвигунів серії 4А

P_H , кВт	Синхронна частота обертання n_c , хв^{-1}											
	3000				1500				1000			
	Марка двигуна	n_E , хв^{-1}	K_{Π}	T_M , Н·м	Марка двигуна	n_E , хв^{-1}	K_{Π}	T_M , Н·м	Марка двигуна	n_E , хв^{-1}	K_{Π}	T_M , Н·м
0,18	4A56A2Y3	2800	2,0	0,001	4A56B4Y3	1365	2,1	0,003	4A63A6Y3	885	2,2	0,007
0,25	4A56B2Y3	2770	2,0	0,002	4A63A4Y3	1380	2,0	0,005	4A63B6Y3	890	2,2	0,009
0,37	4A63A2Y3	2750	2,0	0,003	4A63B4Y3	1365	2,0	0,006	4A71A6Y3	910	2,0	0,007
0,55	4A63B2Y3	2740	2,0	0,004	4A71A4Y3	1390	2,0	0,005	4A71B6Y3	900	2,0	0,008
0,75	4A71A2Y3	2840	2,0	0,004	4A71B4Y3	1390	2,0	0,006	4A80A6Y3	915	2,0	0,018
1,1	4A71B2Y3	2810	2,0	0,004	4A80A4Y3	1420	2,0	0,013	4A80B6Y3	920	2,0	0,018
1,5	4A80A2Y3	2850	2,1	0,007	4A80B4Y3	1415	2,0	0,013	4A90L6Y3	935	2,0	0,029
2,2	4A80B2Y3	2850	2,1	0,009	4A90L4Y3	1425	2,1	0,022	4A100L6Y3	950	2,0	0,052
3,0	4A90L2Y3	2840	2,1	0,014	4A100S4Y3	1435	2,0	0,035	4A112MA6Y3	955	2,0	0,07
4,0	4A100S2Y3	2880	2,0	0,023	4A100L4Y3	1430	2,0	0,045	4A112MB6Y3	950	2,0	0,08
5,5	4A100L2Y3	2880	2,0	0,03	4A112M4Y3	1445	2,0	0,07	4A132S6Y3	965	2,0	0,16
7,5	4A112M2Y3	2900	2,0	0,04	4A132S4Y3	1455	2,2	0,11	4A132M6Y3	970	2,0	0,23
11,0	4A132M2Y3	2900	1,7	0,09	4A132M4Y3	1460	2,2	0,16	4A160S6Y3	975	2,0	0,55
15,0	4A160S2Y3	2940	1,4	0,19	4A160S4Y3	1465	1,4	0,41	4A160M6Y3	975	1,2	0,73

Примітка. У таблиці 26 прийняті наступні позначення:

P_H – номінальна потужність двигуна, кВт;

n_E – асинхронна частота обертання двигуна, хв^{-1} ;

K_{Π} – коефіцієнт перевантаження двигуна при його пуску;

T_M – маховий момент ротора, Н·м.

Вибір двигуна перевіряється за умовою пускової потужності:

$$P = P_p + P_M + P_i \leq [P],$$

де P_M – потужність для компенсації махового моменту першого вала приводу:

$$P_M = \frac{0,126 \cdot T_M \cdot n_E^2}{9550},$$

P_i – потужність для компенсації інерції ходових частин конвеєра:

$$P_i = K_d P_P,$$

де K_d – коефіцієнт динаміки пуску, $K_d = 0,1..0,2$ (більші значення приймаються для двигунів малої потужності – до 1 кВт);

$[P]$ – допустима короткочасна пускова потужність двигуна, $[P] = K_P P_H$.

Якщо пускова потужність перевищує допустиму, то з таблиці 26 необхідно вибрати двигун з тієї самої колонки частот, але наступної більшої потужності. У випадку, коли пускова потужність не більше допустимої – вибір двигуна остаточний, новий двигун вибирати не потрібно.

Далі визначається частота обертання ведучого органа приводу. Для конвеєрів типу СВ, СГ, СЖ, СР, СС визначається частота обертання приводного барабана $n_B = \frac{60000 V}{\pi d_B}$, хв^{-1} ,

діаметр барабана d_B визначено в розділі “Визначення параметрів ведучого органа приводу” (застосовується стандартне значення), стандартне значення швидкості V задано в розділі “Завдання та початкові дані”.

Для всіх інших конвеєрів визначається частота обертання ведучої зірочки:

$$n_B = \frac{60000 V}{pz}, \text{хв}^{-1},$$

де крок зачеплення p розшифровано, а кількість зубців ведучої зірочки z визначено та приведено до цілого в розділі “Визначення параметрів ведучого органа приводу”.

Загальне передаточне число приводу: $u = n_E / n_B$.

Привод комплектується передачами та редуктором, які запропоновані в завданні як обов’язкові (див. розділ “Завдання та початкові дані”), причому *послідовність їх розташування в приводі* в напрямку силового потоку – від двигуна до вала ведучого органа (приводного вала) *повинна відповідати послідовності, в якій ці складові приводу вказані в завданні*. Як правило, ця послідовність включає передачу гнучким зв’язком (плоско-, клинопасову або цепну), редуктор того чи іншого типу та відкриту зубчасту передачу (прямозубу чи косозубу циліндричні або конічну). Загальний алгоритм комплектування при такій послідовності передач передбачає *вибір стандартних значень передаточних чисел редуктора та відкритої зубчастої передачі, розрахунок передаточного числа передачі гнучким зв’язком*, складання схеми приводу. Звертається увага на саме такий порядок слідування окремих операцій комплектування.

Стандартні передаточні числа відкритих зубчатих передач та редукторів вибираються з таблиці 27.

Таблиця 27 – Стандартні передаточні числа зубчатих передач та одноступеневих редукторів

Тип передачі	Стандартне передаточне число										
	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	–	–	–
Відкрита конічна передача, редуктор конічний	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	–	–	–
Відкриті циліндричні передачі, редуктор циліндричний	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5
Редуктор черв’ячний	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80

В укомплектованому приводі повинна виконуватись умова співвідношення передаточних чисел редуктора u_P , відкритої зубчастої передачі u_B , передачі гнучким зв’язком u_D :

$$u_p > u_B > u_{II} = (1..5).$$

При цьому не слід використовувати без потреби найбільші передаточні числа відкритих зубчатих передач та передач гнучким зв'язком. Оптимальним є використання середніх значень передаточних чисел.

Якщо привод не вдається укомплектувати навіть при максимальних значеннях передаточних чисел окремих передач – необхідно звернутись до керівника курсового проектування для корекції складу приводу або завдання в цілому.

Недоліком викладеної методики комплектування приводу є її суб'єктивний характер. У межах загального передаточного числа приводу можна вибрати безліч варіантів комбінацій передаточних чисел складових: передачі гнучким зв'язком, редуктора, відкритої зубчатої передачі. Від співвідношення передаточних чисел складових приводу суттєво залежать як розміри та маса приводу, так і його вартість. Тому більш досконалою є методика комплектування приводу з застосуванням комп'ютера, наприклад, використовуючи програму оптимізації приводу Opdrive. Загальний вид початкової форми наведено в додатку Б. Для оптимізації комплектування приводу за допомогою цієї програми потрібно підготувати початкові дані: типи пасових чи цепної передачі, редуктора та відкритої зубчатої передачі (розділ “Завдання та початкові дані”), частоти обертання двигуна і приводного вала, повну пускову потужність двигуна (див. вище в цьому модулі).



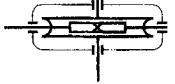
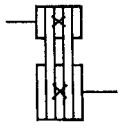
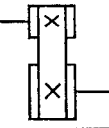

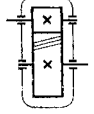
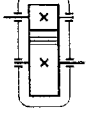
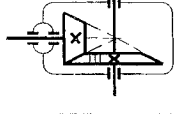
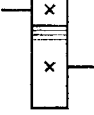
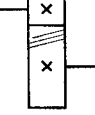
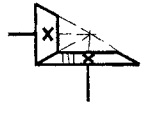

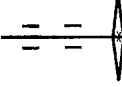
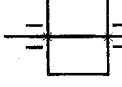
Після запуску програми з'являється початкова форма, яка нагадує перелік зазначених початкових даних, в разі їх готовності необхідно натиснути кнопку **Дані підготовлені**, після чого з'явиться форма “Ввід і вибір початкових даних”, в якій, дотримуючись інструкцій, що супроводжують форму, слід ввести чи вибрати початкові дані, перераховані вище. Тільки після вводу всіх даних стає доступною кнопка на формі **Дані підготовлені**, натисканням на яку викликається форма “Перевірка вибору початкових даних”, з якої є два виходи: якщо дані правильні, необхідно натиснути кнопку **Пуск програми**, у випадку ж, коли буде виявлено помилки в початкових даних, натискають кнопку **Корекція даних**, яка повертає користувача до попередньої форми. Після пуску програми на формі “Розрахунок і оптимізація параметрів приводу” в двох полях з'являються значення вартості та сумарного геометричного розміру приводу для всіх реально можливих варіантів розбивки передаточних чисел, причому мінімальні значення цих параметрів виділені кольором. Користувач може без обмежень вибирати варіант, який за його думкою є оптимальним (за критеріями вартості, розмірів чи компромісний), для чого йому слід натиснути на значення одного з двох полів – вартості чи розмірів, яке він вважає оптимальним, а потім на кнопку **Вибір зроблено**. Програма завантажує форму “Оптимальний варіант”, на котрій можна надрукувати вміщені на ній параметри оптимального варіанта, проглянути протоколи розрахунку чи результатів, перейти на новий розрахунок або вийти з програми, натискаючи відповідну кнопку. Одержану роздруковку включають до пояснювальної записки, супроводжуючи текстом:

Оптимальний варіант комплектування приводу вибрано на ПК за програмою Opdrive, протокол додається. Оптимальний варіант відповідає передаточному числу першої (вказується конкретна назва передачі) передачі $u_{II} = \dots$, редуктору (вказати тип редуктора) з передаточним числом $u_p = \dots$, передаточному числу відкритої (вказати назву) зубчатої передачі $u_B = \dots$. Оптимальний варіант вибрано за критерієм (вказати критерій, яким керувався проєктант при виборі оптимального варіанта – мінімальна вартість, мінімальні розміри приводу чи компромісний варіант).

Схема приводу складається з використанням умовних позначень, наведених у таблиці 28. Формуючи схему, слід починати з двигуна, клино-, плоскпасова, цепна, відкриті зубчаті передачі не мають своїх валів, а встановлюються на валах двигуна, редуктора або приводного вала, тобто вали цих передач, які показані в таблиці 28, повинні бути продовженням відповідних валів сусідніх агрегатів – двигуна, редуктора тощо. Порядок слідування передач повинен збігатись з послідовністю, зафіксованою в розділі “Завдання та початкові дані”. Той вал, на якому встановлена деталь передачі меншого розміру або який розташовано ближче до краю

редуктора, є ведучим, швидкохідним, вхідним і повинен орієнтуватись на схемі приводу в сторону двигуна, в черв'ячному редукторі швидкохідним валом є вал черв'яка.

Таблиця 28 – Умовні позначення в схемах приводів

Назва елемента	Умовне позначення	Назва елемента	Умовне позначення	Назва елемента	Умовне позначення
Електродвигун		Приводний вал конвеєрів ВД, КД, ПБ, ПД, ПН, ЦН, ЦР		Черв'ячний редуктор	
Клинопасова передача		Плоскопасова передача		Цепна передача	
Редуктор циліндричний косозубий		Редуктор циліндричний прямозубий		Редуктор конічний	
Відкрита прямозуба циліндрична передача		Відкрита косозуба циліндрична передача		Відкрита конічна передача	
Приводний вал конвеєрів ВВ, ВП, ПО, СП, СЦ, ЦВ, ЦО		Приводний вал конвеєрів ВО, КО, ПВ, ПШ		Приводний вал конвеєрів СВ, СГ, СЖ, СР, СС	

На приводному валу в кожному конкретному випадку залежно від типу конвеєра може бути встановлено дві зірочки, що відповідає конвеєрам **ВД, КД, ПБ, ПД, ПН, ЦН, ЦР**, одна приводна зірочка між опорами (конвеєри **ВВ, ВП, ПО, СП, СЦ, ЦВ, ЦО**), одна зірочка консольно (конвеєри **ВО, КО, ПВ, ПШ**), приводний барабан (конвеєри **СВ, СГ, СЖ, СР, СС**).

Приклад (для груп спеціальностей М)

Х.1 Розрахункова потужність двигуна:

$$P_p = \frac{(F_H - F_1)V}{1000\eta}, \text{ кВт},$$

де F_H – натяг тягового органа в точці набігання на ведучий елемент;

F_1 – натяг тягового органа в точці збігання з ведучого елемента.

$$P_p = \frac{(3800 - 1100) \cdot 0,05}{1000 \cdot 0,65} = 0,165, \text{ кВт}.$$

Х.2 Вибір електродвигуна

Попередньо вибрано електродвигун ближчої більшої номінальної потужності (з врахуванням того, що в об'єкті елементи приводу включено редуктор черв'ячний 4А56В4У3 номінальної потужності $P_H = 0,18$ кВт, частотою обертання $n_E = 1365 \text{ хв}^{-1}$, з коефіцієнтом пускового моменту $K_{\Pi} = 2,1$, маховим моментом $T_M = 0,003 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$).

Пускова потужність:

$$P = P_p + P_M + P_i \leq [P],$$

де P_M – потужність для компенсації махового моменту першого вала приводу;

$$P_M = \frac{0,126 \cdot T_M \cdot n_E^2}{9550},$$

P_i – потужність для компенсації інерції ходових частин конвеєра:

$$P_i = K_D P_p,$$

де K_D – коефіцієнт динаміки пуску, $K_D = 0,1..0,2$, прийнято $K_D = 0,17$,

$[P]$ – допустима короткочасна пускова потужність двигуна, $[P] = K_{II} P_H = 2,1 \cdot 0,18 = 0,378$ кВт.

$$P_i = 0,17 \cdot 0,165 = 0,028 \text{ кВт},$$

$$P_M = \frac{0,126 \cdot 0,003 \cdot 1365^2}{9550} = 0,074 \text{ кВт}.$$

$P = 0,165 + 0,028 + 0,074 = 0,267 < [P] = 0,378$ кВт, таким чином двигун вибрано правильно.

X.3 Частота обертання ведучого елемента

Частота обертання ведучої зірочки:

$$n_B = \frac{60000 V}{pZ}, \text{ хв}^{-1},$$

$$n_B = \frac{60000 \cdot 0,05}{100 \cdot 18} = 1,67 \text{ хв}^{-1}.$$

X.4 Загальне передаточне число приводу

$$u = \frac{n_E}{n_B} = \frac{1365}{1,67} = 817,4.$$

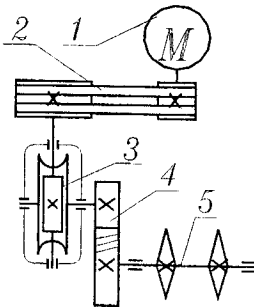
X.5 Вибір комплектуючих приводу

Згідно із завданням привод комплектується в послідовності від двигуна до приводного вала, розділ... (вказується номер розділу “Завдання та початкові дані” в поточному документі): клинопасовою передачею, редуктором одноступеневим черв’ячним з горизонтальними валами, відкритою косозубою циліндричною передачею.

Ряди передаточних чисел:

– черв’ячного редуктора 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80;

– відкритої косозубої циліндричної передачі 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5.



1 – електродвигун 4А56В4У3, 2 – клинопасова передача, 3 – редуктор черв’ячний, 4 – відкрита косозуба циліндрична передача, 5 – приводний вал
Рисунок X.1 – Схема приводу

За умовою комплектування приводу $u_p > u_B > u_{II} = (1..5)$ прийняті передаточні числа: редуктора $u_p = 50$, відкритої циліндричної косозубої передачі $u_B = 5$, передаточне число клинопасової передачі:

$$u_{II} = \frac{u}{u_p \cdot u_B} = \frac{817,4}{50 \cdot 5} = 3,27.$$

X.6 Схема приводу

Схема приводу показана на рисунку X.1.

Модуль 18 (для груп спеціальностей Т)

Послідовність комплектування приводу незначно відрізняється від викладеного в модулі 17. Визначається розрахункова потужність двигуна:

$$P_p = \frac{(F_H - F_1)V}{1000\eta},$$

де F_H – натяг тягового органа в точці набігання на ведучий елемент (визначено в розділі “Тяговий розрахунок конвеєра”);

F_1 – натяг тягового органа в точці збігання з ведучого елемента (визначено в розділі “Тяговий розрахунок конвеєра”, зверніть увагу на те, що в разі, коли виконувалось перенесення точки прикладення мінімального натягу, одночасно перераховувалось значення сили натягу в першій точці контуру; обов’язково слід використовувати *останнє значення* F_1);

V – швидкість конвеєра (розрахована в розділі “Швидкість конвеєра”; обов’язково слід використовувати останнє значення *номінальної* швидкості);

η – загальний коефіцієнт корисної дії (визначено в розділі “Коефіцієнт корисної дії приводу”).

Далі вибирається електродвигун ближчої більшої номінальної потужності серії 4А (табл. 26), причому, якщо серед обов’язкових елементів приводу (розділ “Завдання та початкові дані”) є черв’ячні або триступеневі редуктори всіх типів, редуктори КДВ, КЦ2, В3, Пз2, то вибираються двигуни з колонки з синхронною частотою 3000 хв⁻¹; у випадку, коли обов’язковим є двоступеневий редуктор – вибір ведеться за колонкою з синхронною частотою 1500 хв⁻¹, коли редуктор одноступеневий – можуть вибиратися двигуни з синхронною частотою 1000 хв⁻¹.

Вибір двигуна перевіряється за умовою пускової потужності:

$$P = P_p + P_M + P_i \leq [P],$$

де P_M – потужність для компенсації махового моменту першого вала приводу;

$$P_M = \frac{0,126 \cdot T_M n_E^2}{9550},$$

де T_M та n_E – розшифровані в примітці до таблиці 26;

P_i – потужність для компенсації інерції ходових частин конвеєра:

$$P_i = \frac{(L_{II}q_0 + L_Bq_B)V^2}{9810\eta},$$

де L_{II} та L_B – довжини периметра та вантажної ділянки конвеєра, які визначені в розділі “Опис робочої транспортної машини”;

$[P]$ – допустима короточасна пускова потужність двигуна:

$$[P] = K_{II}P_H.$$

Якщо пускова потужність перевищує допустиму, то з таблиці 26 необхідно вибрати двигун з тієї самої колонки частот, але наступної більшої потужності. У випадку, коли пускова потужність не більша допустимої – вибір двигуна остаточний, новий двигун вибирати не потрібно.

Далі визначається частота обертання ведучого органа приводу. Для конвеєрів **СВ**, **СГ**, **СЖ**, **СР**, **СС** визначається частота обертання приводного барабана $n_B = \frac{60000 V}{\pi d_B}$, хв⁻¹, діаметр

барабана d_B розраховано в розділі “Визначення параметрів ведучого органа приводу” (застосовується *стандартні значення*), номінальне значення швидкості V вибране в розділі “Швидкість конвеєра” і вже використовувалось вище при визначенні розрахункової потужності двигуна.

Для всіх інших конвеєрів визначається частота обертання ведучої зірочки:

$$n_B = \frac{60000 V}{pz}, \text{ хв}^{-1},$$

де крок зачеплення p розшифровано, а кількість зубців ведучої зірочки z розрахована і приведена до цілого значення в розділі “Визначення параметрів ведучого органа приводу”.

Загальне передаточне число приводу: $u = n_E / n_B$.

Привод комплектується передачами та редуктором, які запропоновані в завданні як обов’язкові (див. розділ “Завдання та початкові дані”), причому *послідовність їх розташування в приводі* в напрямку від двигуна до вала ведучого органа приводу – приводного вала – *повинна відповідати послідовності, в якій ці складові приводу вказані в завданні*: передача гнучким зв’язком (плоско-, клинопосова або цепна), редуктор та відкрита зубчата передача (прямозуба чи косозуба циліндричні або конічна). Загальний алгоритм комплектування при такій послідовності передач передбачає *вибір стандартних значень передаточних чисел редуктора та відкритої зубчатої передачі, розрахунок передаточного числа передачі гнучким зв’язком, визначення обертового моменту на тихохідному валу редуктора, вибір марки редуктора за допустимим обертовим моментом на його тихохідному валу*, складання схеми приводу. Звертаємо увагу на саме такий порядок слідування окремих операцій комплектування.

Стандартні передаточні числа відкритих зубчатих передач вибираються з таблиці 29.

Таблиця 29 – Стандартні передаточні числа відкритих зубчатих передач

Тип передачі	Стандартне передаточне число u_B											
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	–	–	–
Відкрита конічна зубчата	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	–	–	–
Відкрита зубчата циліндрична	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5

Головні характеристики та передаточні числа серійних редукторів вибираються за таблицями 30 і 31.

Таблиця 30 – Характерні параметри серійних редукторів

Позначення за табл. 16	Тип	Ряд u_p у табл. 31	Марка редуктора (у чисельнику) та допустимий обертовий момент на тихохідному валу [T_T], Н·м (у знаменнику)								
			4	5	6	7	8	9	10	11	
Г	Ц2УН	1	Ц2УН-125	Ц2УН-160	Ц2УН-200	Ц2УН-250					
			500	1000	2000	4000					
Д	Ц2У-Н	1	Ц2У-315Н	Ц2У-355Н	Ц2У-400Н	Ц2У-450Н	Ц2У-500Н				
			7900	10800	15000	30700	41700				
Е	РЦД	2	РЦД-250	РЦД-350	РЦД-400						
			844	2000	3900						
Ж	КДВ	3	КДВ-200	КДВ-250	КДВ-350						
			9000	14000	32000						
І	РМ	4	РМ-750	РМ-850	РМ-1000						
			21360	29370	40280						
И	ЦУ	5	ЦУ-100	ЦУ-160	ЦУ-200	ЦУ-250					
			250	1000	2000	4000					
Л	ЦЗУ	6	ЦЗУ-160	ЦЗУ-200	ЦЗУ-250						
			1000	2000	4000						
М	КЦ1	7	КЦ1-200	КЦ1-250	КЦ1-300	КЦ1-400	КЦ1-500				
			530	1000	1770	4000	7500				
Н	КЦ2	8	КЦ2-500	КЦ2-750	КЦ2-1000	КЦ2-1300					
			2000	6750	15800	37000					

Продовження таблиці 30

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Р	РЧУ	9	РЧУ-40А	РЧУ-63А	РЧУ-80А	РЧУ-100				
			32	110	225	500				
С	Ч	9	Ч-40	Ч-63	Ч-80	Ч-100	Ч-125	Ч-160		
			32	125	250	500	1000	2000		
Т	Ч2	10	Ч2-80	Ч2-125	Ч2-160					
			355	1300	2600					
У	Вз	11	Вз-80	Вз-160						
			125	1000						
Ф	Пз	12	Пз-31,5	Пз-40	Пз-50	Пз-63	Пз-80	Пз-100	Пз-125	Пз-160
			125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000
Х	Пз2	13	Пз2-31,5	Пз2-40	Пз2-50	Пз2-63	Пз2-80	Пз2-100	Пз2-125	Пз2-160
			125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000
Ш	Ц2С	1	Ц2С-63	Ц2С-80	Ц2С-100	Ц2С-125				
			125	250	500	1000				
Ю	ЦОН	14	ЦОН-160	ЦОН-200	ЦОН-250					
			1000	2000	4000					
Я	Ц2У	15	Ц2У-100	Ц2У-125	Ц2У-160	Ц2У-200	Ц2У-250			
			250	500	1000	2000	4000			

Таблиця 31 – Ряди передаточних чисел серійних редукторів u_p

Ряд за таблицею 30	Передаточне число редуктора u_p											
1	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50			
2	10	16	20	25	31,5	40						
3	160	203	263	350	397	501	634	801	1052	1382	1815	2124
4	8	10	12,5	16	20	22,4	31,5	40	50			
5	2	2,24	2,5	2,8	3,15	3,55	4	4,5	5	5,6	6,3	
6	45	50	56	63	80	100	125	160	200			
7	6,3	10	14	20	28							
8	28	45	71	112	180							
9	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	
10	100	125	160	200	250	400	630	1000	1600	2500	4000	
11	80	100	125	160	200	250						
12	6,3	8	10	12,5								
13	25	31,5	40	50	63	80	100	125				
14	2	2,5	3,15	4	5	6,3						
15	8	10	12,5	16	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5	40

В укомплектованому приводі повинна виконуватись умова співвідношення передаточних чисел редуктора u_p , відкритої зубчатої передачі u_B та передачі гнучким зв'язком u_{II} :

$$u_p > u_B > u_{II} = (1..5).$$

При цьому не слід використовувати без потреби найбільші передаточні числа відкритих зубчатих передач та передач гнучким зв'язком. Оптимальним є використання середніх значень передаточних чисел.

Якщо привод не вдається укомплектувати навіть при максимальних значеннях передаточних чисел окремих передач, необхідно звернутись до керівника курсового проектування для корекції складу приводу або завдання в цілому.

Недоліком викладеної методики комплектування приводу є її суб'єктивний характер. У межах загального передаточного числа приводу можна вибрати безліч варіантів комбінацій

передаточних чисел складових: передачі гнучким зв'язком, редуктора, відкритої зубчатої передачі. Від співвідношення передаточних чисел складових приводу суттєво залежать як розміри та маса приводу, так і його вартість. Тому більш досконалою є методика комплектування приводу з застосуванням комп'ютера, наприклад, використовуючи програму оптимізації приводу **Pardrive**. В принциповому плані ця програма відрізняється від **Opdrive** тільки в частині вибору редуктора, який не проектується, а вибирається із серійних. Певні відмінності також притаманні інтерфейсу, але вони не мають вирішального значення. Для оптимізації комплектування приводу за допомогою цієї програми потрібно підготувати початкові дані: типи пасових чи цепної передачі, редуктора та відкритої зубчатої передачі (розділ “Завдання та початкові дані”), частоти обертання двигуна і приводного вала, повну пускову потужність двигуна (див. вище в цьому ж модулі).

Програма включає п'ять форм (Pardriv1..Pardriv5.frm), один модуль Global.bas. Форма Form1 завантажує рекламні реквізити, які включають шість картинок панно, фірмовий знак і два оголошення. Картинки, які у вигляді файлів .jpg, зберігаються в тому самому початковому файлі, де й вся програма (за замовчуванням, якого необхідно дотримуватися, це папка C:\Soft\{Pardrive}), послідовно з'являються в центрі екрана, збільшуються в розмірі до максимального, займають своє місце в панно. Фірмовий знак послідовно збільшується в розмірі й обертається до максимального розміру, потім з інтервалом, обумовленим таймером, з'являються написи назви програми і регламентація початкових умов. Після натискання кнопки **Дані підготовлені** або **Enter** завантажується форма 2.

Форма Form2 призначена для введення початкових даних, до яких входять: прізвище користувача, номер групи, назви першої й третьої передач, редуктора, частоти обертання на вході й виході приводу, повна пускова потужність. Активація певних елементів для вводу інформації може здійснюється будь-яким способом: послідовно через **Enter**, **Tab**, **Click**, однак введення числових даних – тільки через кому, в іншому випадку частина даних після коми буде відсічена. Після переходу до наступного вікна дані в попередньому автоматично зміщуються вправо, після вводу даних у повному комплекті стане доступною кнопка переходу до наступної форми.

Форма Form3 представляє введені вихідні дані для перевірки їх, у випадку виявлення помилки є можливість повернутися до форми 2 і відкоригувати у звичайному порядку параметри. Якщо всі дані правильні – запускається програма розрахунку. Форма Form4 відображає в короткому вигляді вихідні дані, два поля, на яких у координатах значень передаточних чисел редуктора і відкритої зубчатої передачі наведені вартість і розмір всіх можливих за умовами розбивки варіантів приводу. Кольором відзначені варіанти мінімальної вартості й розміру, причому на протилежному полі відповідні варіанти відзначені шрифтом. Щиком на будь-якому полі можна багаторазово вибирати оптимальний варіант, відразу після першого вибору стане доступною кнопка **Вибір зроблено**, після натискання на яку завантажується наступна форма. Необхідні для розрахунку довідкові дані у вигляді текстових файлів перебувають в основній папці.

Форма Form5 демонструє дані оптимального варіанта, фірмовий знак і п'ять кнопок, за допомогою яких можна переглянути протокол розрахунку, результати розрахунку (текстові файли формуються в ході розрахунку й зберігаються в основній папці), надрукувати підсумки розрахунку, почати новий розрахунок (без завантаження форми 1) або вийти із програми. У модулі оголошуються змінні й константи загального користування, функція визначення шляху до основної папки.

Одержану роздруковку включають до пояснювальної записки, супроводжуючи текстом:

Оптимальний варіант комплектування приводу вибрано на ПК за програмою Pardrive, протокол додається. Оптимальний варіант відповідає передаточному числу першої (вказується конкретна назва передачі) передачі $i_{п} = \dots$, редуктору (вказати тип та марку редуктора) з передаточним числом $i_{р} = \dots$, передаточному числу відкритої (вказати назву) зубчатої передачі $i_{в} = \dots$. Оптимальний варіант вибрано за критерієм (вказати критерій, яким керувався

проектант при виборі оптимального варіанта – мінімальна вартість, мінімальні розміри приводу чи компромісний варіант).

Для вибору конкретної марки редуктора необхідно визначити обертальний момент на його тихохідному валу. Обертальний момент на приводному валу:

$$T_B = 9550 \frac{P\eta}{n_B}, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Повна пускова потужність P визначена вище, коефіцієнт корисної дії η – в розділі “Коефіцієнт корисної дії приводу” і вже використовувався при визначенні розрахункової потужності двигуна, частота обертання приводного вала n_B – у цьому самому модулі.

Обертальний момент на тихохідному валу редуктора:


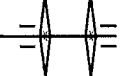
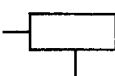
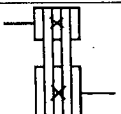
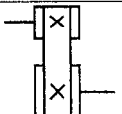


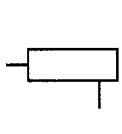
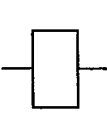
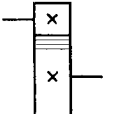
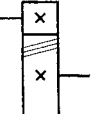
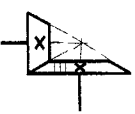

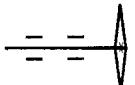
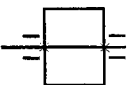
$$T_T = \frac{T_B}{0,94u_B}, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Конкретна марка редуктора заданого типу вибирається за умовою $T_T \leq [T_T]$, в якій $[T_T]$ – допустимий обертальний момент на тихохідному валу редуктора, котрий для кожної конкретної марки редуктора вказано у знаменнику даних таблиці 30.

Якщо за умовою $T_T \leq [T_T]$ не вдається вибрати редуктор навіть при максимальному передаточному числі відкритої зубчатої передачі – керівник проекту повинен змінити склад приводу.

Схема приводу складається з використанням умовних позначень, наведених у таблиці 32.

Таблиця 32 – Умовні позначення на схемах приводів

Назва елемента	Умовне позначення	Назва елемента	Умовне позначення	Назва елемента	Умовне позначення
Електродвигун		Приводний вал двоцепного конвеєра		Редуктори РЧУ, Ч	
Клинопасова передача		Плоскопасова передача		Цепна передача	
Редуктори ЦУ, ЦОН, Ц2У, Ц2УН, Ц2У-Н, РЦД, РМ, ЦЗУ, Ч2		Редуктори КЦ1, КЦ2, КДВ		Редуктори Ц2С, В3, П3, П32	
Відкрита прямозуба циліндрична передача		Відкрита косозуба циліндрична передача		Відкрита конічна передача	
Приводний вал одноцепних конвеєрів (міжпорна)		Приводний вал одноцепних конвеєрів (консольна)		Приводний вал стрічкових конвеєрів	

Формуючи схему, слід починати з двигуна, клино-, плоскопасова, цепна, відкриті зубчаті передачі не мають своїх валів, а встановлюються на валах двигуна, редуктора або приводного вала, тобто вали цих передач, які показані в таблиці 32, повинні бути продовженням відповідних валів сусідніх агрегатів – двигуна, редуктора, приводного вала тощо. Порядок слідування передач повинен збігатись з послідовністю, зафіксованою в розділі “Завдання та почат-

кові дані". Той вал, на якому встановлена деталь передачі меншого розміру або який розташовано ближче до краю редуктора, є ведучим, швидкохідним, вхідним і повинен орієнтуватись на схемі приводу в сторону двигуна (бути ближче до двигуна), в черв'ячному редукторі швидкохідним валом є вал черв'яка.

На приводному валу в кожному конкретному випадку залежно від типу конвеєра може бути встановлено дві зірочки, що відповідає двоцепним конвеєрам **ВД, КД, ПБ, ПД, ПН, ЦН, ЦР**, одна приводна зірочка між опорами (конвеєри **ВВ, ВП, ПО, СП, СЦ, ЦВ, ЦО**), одна зірочка консольно (конвеєри **ВО, КО, ПВ, ПШ**), приводний барабан (конвеєри **СВ, СГ, СЖ, СР, СС**).

Приклад (для груп спеціальностей Т)

Х.1 Розрахункова потужність двигуна:

$$P_p = \frac{(F_H - F_I)V}{1000\eta}, \text{ кВт},$$

де F_H – натяг тягового органа в точці набігання на ведучий елемент;

F_I – натяг тягового органа в точці збігання з ведучого елемента.

$$P_p = \frac{(3796,5 - 1181,8) \cdot 0,05}{1000 \cdot 0,79} = 0,165 \text{ кВт}.$$

Х.2 Вибір електродвигуна

Попередньо вибрано електродвигун ближчої більшої номінальної потужності 4А56В4У3 з номінальною потужністю $P_H = 0,18$ кВт, частотою обертання $n_E = 1365 \text{ хв}^{-1}$ (з врахуванням того, що в обов'язковій елементи приводу включено редуктор циліндричний двоступеневий), з коефіцієнтом пускового моменту $K_{\Pi} = 2,1$, маховим моментом $T_M = 0,003 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$.

Пускова потужність:

$$P = P_p + P_M + P_i \leq [P],$$

де P_M – потужність для компенсації махового моменту першого вала приводу:

$$P_M = \frac{0,126 \cdot T_M n_E^2}{9550},$$

P_i – потужність для компенсації інерції ходових частин конвеєра:

$$P_i = \frac{(L_{\Pi} q_0 + L_B q_B) V^2}{9810\eta},$$

де L_{Π} і L_B – довжини периметра та вантажної ділянки конвеєра (визначені в розділі "Опис робочої транспортної машини");

$[P]$ – допустима короткочасна пускова потужність двигуна.

$[P] = K_{\Pi} P_H = 2,1 \cdot 0,18 = 0,378 \text{ кВт}.$

$$P_M = \frac{0,126 \cdot 0,003 \cdot 1365^2}{9550} = 0,074 \text{ кВт};$$

$$P_i = \frac{(29 \cdot 90,9 + 14,5 \cdot 196,2) \cdot 0,0025}{9810 \cdot 0,79} = 0,028 \text{ кВт}.$$

$P = 0,165 + 0,028 + 0,074 = 0,267 < [P] = 0,378 \text{ кВт}$, таким чином, двигун вибрано правильно.

X.3 Частота обертання ведучого елемента

Частота обертання ведучої зірочки:

$$n_B = \frac{60000 V}{pz} \text{ хв}^{-1},$$

$$n_B = \frac{60000 \cdot 0,05}{100 \cdot 18} = 1,67 \text{ хв}^{-1}.$$

X.4 Загальне передаточне число приводу

$$u = \frac{n_E}{n_B} = \frac{1365}{1,67} = 817,4.$$

X.5 Вибір комплектуючих приводу

Згідно з завданням привод комплектується в послідовності від двигуна до приводного вала (див. розділ...) – вказується номер розділу “Завдання та початкові дані” в поточному документі: клинопасовою передачею, циліндричним двоступеневим редуктором типу Ц2УН, відкритою косозубою циліндричною передачею.

Ряди передаточних чисел:

– редуктора Ц2УН: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50;

– відкритої косозубої циліндричної передачі: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5.

За умовою комплектування приводу $u_p > u_B > u_{II} = (1..5)$ вибрано передаточні числа: редуктора Ц2УН $u_p = 50$, відкритої циліндричної косозубої передачі $u_B = 5$. Тоді передаточне число клинопасової передачі:

$$u_{II} = \frac{u}{u_p \cdot u_B} = \frac{817,4}{50 \cdot 5} = 3,27.$$

Обертальний момент на приводному валу:

$$T_B = 9550 \frac{P\eta}{n_B} = 9550 \frac{0,267 \cdot 0,79}{1,67} = 1206,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

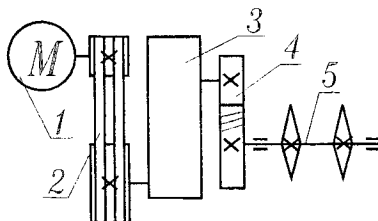
Обертальний момент на тихохідному валу редуктора:

$$T_T = \frac{T_B}{0,94u_B} = \frac{1206,2}{0,94 \cdot 5} = 256,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

За умовою $T_T \leq [T_T]$ вибрано редуктор Ц2УН-125-50 з ближчим більшим значенням допустимого обертального моменту $[T_T] = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ та передаточним числом $u_p = 50$.

X.6 Схема приводу

Схема приводу показана на рисунку X.1.



1 – електродвигун 4A56B4У3, 2 – клинопасова передача, 3 – редуктор Ц2УН-125-50,
4 – відкрита косозуба циліндрична передача, 5 – приводний вал

Рисунок X.1 – Схема приводу

Модуль 19 (для груп спеціальностей Г)

Послідовність комплектування приводу для груп спеціальностей Г становить комбінацію окремих фрагментів *модулів 17 та 18*.

Комплектування приводу ведеться в наступній послідовності. Визначається розрахункова потужність двигуна:

$$P_p = \frac{(F_H - F_1)V}{1000\eta},$$

де F_H – натяг тягового органа в точці набігання на ведучий елемент (задано в розділі “Завдання та початкові дані”);

F_1 – натяг тягового органа в точці збігання з ведучого елемента (вибрано в розділі “Завдання та початкові дані”);

V – швидкість конвеєра (задана в розділі “Завдання та початкові дані”);

η – загальний коефіцієнт корисної дії (визначено в розділі “Коефіцієнт корисної дії приводу”).

Далі вибирається електродвигун ближчої більшої номінальної потужності серії 4А з таблиці 26, причому, якщо серед обов’язкових елементів приводу (розділ “Завдання та початкові дані”) є черв’ячні або триступеневі редуктори всіх типів, редуктори КДВ, КЦ2, В3, Пз2, то вибираються двигуни з колонки з синхронною частотою 3000 хв^{-1} , а у випадку, коли обов’язковим є двоступеневий редуктор – вибір ведеться за колонкою з синхронною частотою 1500 хв^{-1} , коли редуктор одноступеневий – можуть вибиратися двигуни з синхронною частотою 1000 хв^{-1} .

Вибір двигуна перевіряється за умовою пускової потужності:

$$P = P_p + P_M + P_i \leq [P],$$

де P_M – потужність для компенсації махового моменту першого вала приводу:

$$P_M = \frac{0,126 \cdot T_M n_E^2}{9550},$$

де T_M та n_E – розшифровані в примітці до таблиці 26;

P_i – потужність для компенсації інерції ходових частин конвеєра:

$$P_i = K_d P_p,$$

де K_d – коефіцієнт динаміки пуску, $K_d = 0,1..0,2$ (*більші значення приймаються для двигунів малої потужності – до 1 кВт*),

$[P]$ – допустима короткочасна пускова потужність двигуна, $[P] = K_p P_H$.

Якщо пускова потужність перевищує допустиму, то потрібно з таблиці 26 вибрати двигун з тієї самої колонки частот, але наступної більшої потужності. У випадку, коли пускова потужність не більше допустимої – вибір двигуна остаточний, новий двигун вибирати не потрібно.

Оскільки в перелік завдань включені тільки цепні приводи, то визначається частота обертання ведучої зірочки:

$$n_B = \frac{60000 V}{pz}, \text{ хв}^{-1},$$

де крок зачеплення p розшифровано, а кількість зубців ведучої зірочки z розрахована і приведена до цілого значення в розділі “Визначення параметрів ведучого органа приводу”.

Загальне передаточне число приводу: $u = n_E / n_B$.

Привод комплектується передачами та редуктором, які запропоновані в завданні як обов'язкові (див. розділ “Завдання та початкові дані), причому *послідовність їх розташування в приводі* в напрямку від двигуна до вала ведучого органа приводу – приводного вала *повинна відповідати послідовності, в якій ці складові приводу вказані в завданні*: передача гнучким зв'язком (плоско-, клинопасова або цепна), редуктор та відкрита зубчата передача (прямозуба чи косозуба циліндричні або конічна). Загальний алгоритм комплектування при такій послідовності передач передбачає: *вибір стандартних значень передаточних чисел редуктора та відкритої зубчатої передачі, розрахунок передаточного числа передачі гнучким зв'язком, визначення обертового моменту на тихохідному валу редуктора, вибір марки редуктора за допустимим обертовим моментом на його тихохідному валу*, складання схеми приводу. Звертаємо увагу на саме такий порядок слідування окремих операцій комплектування.

Стандартні передаточні числа відкритих зубчатих передач вибираються з таблиці 29.

Головні характеристики та передаточні числа серійних редукторів вибираються за таблицями 30 та 31.

В укомплектованому приводі повинна виконуватись умова співвідношення передаточних чисел редуктора u_p , відкритої зубчатої передачі u_B передачі гнучким зв'язком u_{II} :

$$u_p > u_B > u_{II} = (1..5).$$

При цьому не слід використовувати без потреби найбільші передаточні числа відкритих зубчатих передач та передач гнучким зв'язком. Оптимальним є використання середніх значень передаточних чисел.

Якщо привод не вдається укомплектувати навіть при максимальних значеннях передаточних чисел окремих передач – необхідно звернутись до керівника курсового проектування для корекції складу приводу або завдання в цілому.

Про недоліки суб'єктивного підбору передаточних чисел для комплектуючих приводу зазначалось в модулях 17 та 18. Аналогічно для *груп спеціальностей Г* можна використовувати програму Pardrive, методика використання якої детально викладена в модулі 18.

Для вибору конкретної марки редуктора необхідно визначити обертовий момент на його тихохідному валу. Обертовий момент на приводному валу:

$$T_B = 9550 \frac{P\eta}{n_B}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Повна пускова потужність P визначена вище, коефіцієнт корисної дії η – в розділі “Коефіцієнт корисної дії приводу” і вже використовувався вище при визначенні розрахункової потужності двигуна, частота обертання приводного вала n_B – в цьому самому модулі.

Обертовий момент на тихохідному валу редуктора:

$$T_T = \frac{T_B}{0,94u_B}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Конкретна марка редуктора заданого типу вибирається за умовою $T_T \leq [T_T]$, в якій $[T_T]$ – допустимий обертовий момент на тихохідному валу редуктора, котрий для кожної конкретної марки редуктора вказано у знаменнику даних з таблиці 30.

Якщо за умовою $T_T \leq [T_T]$ не вдається вибрати редуктор навіть при максимальному передаточному числі відкритої зубчатої передачі – керівник проекту повинен змінити склад приводу.

Схема приводу складається з використанням умовних позначень, наведених в таблиці 32.

Формуючи схему, слід починати з двигуна, клино-, плоскопасова, цепна, відкриті зубчаті передачі не мають своїх валів, а встановлюються на валах двигуна, редуктора або приводного вала, тобто вали цих передач, які показані в таблиці 32, повинні бути продовженням відповідних валів сусідніх агрегатів – двигуна, редуктора, приводного вала тощо. Порядок слідування передач повинен збігатись з послідовністю, зафіксованою в розділі “Завдання та почат-

кові дані". Той вал, на якому встановлена деталь передачі меншого розміру або який розташовано ближче до краю редуктора, є ведучим, швидкохідним, вхідним і повинен орієнтуватись на схемі приводу в сторону двигуна, в черв'ячному редукторі швидкохідним валом є вал черв'яка.

На приводному валу в кожному конкретному випадку залежно від типу конвеєра може бути встановлено дві зірочки, що відповідає двоцепному **приводу ДЦ**, одна приводна зірочка між опорами – для одноцепних **міжопорних приводів ОМ**, одна зірочка консольна, якщо **привод одноцепний консольний ОК**.

Приклад (для груп спеціальностей Г)

Х.1 Розрахункова потужність двигуна

$$P_p = \frac{(F_H - F_I)V}{1000\eta}, \text{ кВт},$$

де F_H – натяг тягового органа в точці набігання на ведучий елемент;

F_I – натяг тягового органа в точці збігання з ведучого елемента.

$$P_p = \frac{(3800 - 1100) \cdot 0,05}{1000 \cdot 0,65} = 0,165 \text{ кВт}.$$

Х.2 Вибір електродвигуна

Попередньо вибрано електродвигун ближчої більшої номінальної потужності 4А56В4У3 з номінальною потужністю $P_H = 0,18$ кВт, частотою обертання $n_E = 1365 \text{ хв}^{-1}$ (з врахуванням того, що в обов'язкові елементи приводу включено редуктор циліндричний одноступеневий), з коефіцієнтом пускового моменту $K_{\Pi} = 2,1$, маховим моментом $T_M = 0,003 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$.

Пускова потужність:

$$P = P_p + P_M + P_i \leq [P],$$

де P_M – потужність для компенсації махового моменту першого вала приводу:

$$P_M = \frac{0,126 \cdot T_M n_E^2}{9550},$$

P_i – потужність для компенсації інерції ходових частин конвеєра:

$$P_i = K_D P_p,$$

де K_D – коефіцієнт динаміки пуску, $K_D = 0,1..0,2$, прийнято $K_D = 0,17$;

$[P]$ – допустима короткочасна пускова потужність двигуна,

$$[P] = K_{\Pi} P_H = 2,1 \cdot 0,18 = 0,378 \text{ кВт}.$$

$$P_i = 0,17 \cdot 0,165 = 0,028 \text{ кВт},$$

$$P_M = \frac{0,126 \cdot 0,003 \cdot 1365^2}{9550} = 0,074 \text{ кВт}.$$

$P = 0,165 + 0,028 + 0,074 = 0,267 < [P] = 0,378$ кВт, таким чином двигун вибрано правильно.

Х.3 Частота обертання ведучого елемента

Частота обертання ведучої зірочки:

$$n_B = \frac{60000 V}{pz} = \frac{60000 \cdot 0,05}{100 \cdot 18} = 1,67 \text{ хв}^{-1}.$$

X.4 Загальне передаточне число приводу

$$u = \frac{n_E}{n_B} = \frac{1365}{1,67} = 817,4.$$

X.5 Вибір комплектуючих приводу

Згідно з завданням привод комплектується в послідовності від двигуна до приводного вала (див. розділ...) – вказується номер розділу “Завдання та початкові дані” в поточному документі: клинопасовою передачею, циліндричним двоступеневим редуктором типу Ц2УН, відкритою косозубою циліндричною передачею.

Ряди передаточних чисел:

– редуктора Ц2УН 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50;

– відкритої косозубої циліндричної передачі 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5.

За умовою комплектування приводу $u_p > u_B > u_{II} = (1..5)$ вибрано передаточні числа: редуктора Ц2УН – $u_p = 50$, відкритої циліндричної косозубої передачі – $u_B = 5$. Тоді передаточне число клинопасової передачі:

$$u_{II} = \frac{u}{u_p \cdot u_B} = \frac{817,4}{50 \cdot 5} = 3,27.$$

Обертальний момент на приводному валу:

$$T_B = 9550 \frac{P\eta}{n_B} = 9550 \frac{0,267 \cdot 0,79}{1,67} = 1206,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

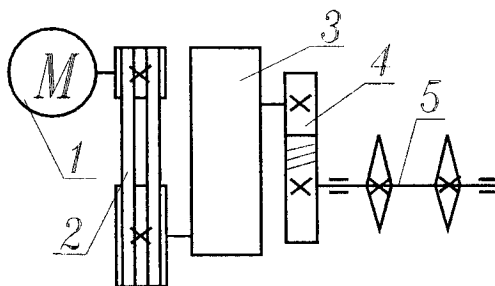
Обертальний момент на тихохідному валу редуктора:

$$T_T = \frac{T_B}{0,94u_B} = \frac{1206,2}{0,94 \cdot 5} = 256,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

За умовою $T_T \leq [T_T]$ вибрано редуктор Ц2УН-125-50 з ближчим більшим значенням допустимого обертового моменту $[T_T] = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ та передаточним числом $u_p = 50$.

X.6 Схема приводу

Схема приводу показана на рисунку X.1.



1 – електродвигун 4А56В4У3, 2 – клинопасова передача, 3 – редуктор Ц2УН-125-50,
4 – відкрита косозуба циліндрична передача, 5 – приводний вал

Рисунок X.1 – Схема приводу

Х СИЛОВІ ТА КІНЕМАТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ВАЛІВ

Модуль 20

Для розрахунку силових і кінематичних параметрів валів необхідні наступні початкові дані, які визначені в розділі “Комплектування приводу”: *пускова потужність* P (звертаємо увагу проєктантів на те, що вихідне значення потужності відповідає саме пусковій потужності, а не розрахунковій чи номінальній); частота обертання двигуна n_E (якщо двигун вибирався за умовою пускової потужності, то слід використовувати в подальшому тільки остаточне значення його частоти обертання); передаточні числа складових приводу – передачі гнучким зв’язком u_{II} , редуктора u_P , відкритої зубчатої передачі u_B ; кількість передач в редукторі z_P і z_C , коефіцієнт корисної дії приводу η , які визначені в розділі “Коефіцієнт корисної дії приводу” (останній параметр використовується тільки для перевірки розрахунків).

Для того, щоб відрізнити поняття ведучого та веденого валів, які за стандартом мають цифрові індекси 1 та 2, всі вали приводу нумеруються індексами римськими числами в послідовності від двигуна до приводного вала.

Методика розрахунків демонструється прикладом.

Приклад

Х.1 Частоти обертання валів

$$n_I = n_E = 1365 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_{II}} = \frac{1365}{3,27} = 417,4 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_P} = \frac{417,4}{50} = 8,35 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_B} = \frac{8,35}{5} = 1,67 = n_B \text{ хв}^{-1}.$$

Перевірка повинна забезпечити збіг значень частот обертання з точністю до $0,1 \text{ хв}^{-1}$.

Х.2 Потужності, які передаються валами

$$P_I = P = 0,267 \text{ кВт},$$

$$P_{II} = 0,93 P_I = 0,93 \cdot 0,267 = 0,238 \text{ кВт},$$

$$P_{III} = 0,97^{z_P} 0,7^{z_C} P_{II} = 0,7 \cdot 0,238 = 0,224 \text{ кВт},$$

$$P_{IV} = 0,94 P_{III} = 0,94 \cdot 0,224 = 0,21 = P_{\eta} \text{ кВт}.$$

Перевірка повинна забезпечити збіг потужностей з точністю до $0,01 \text{ кВт}$.

Х.3 Обертальні моменти на валах

$$T_I = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 9550 \frac{0,267}{1365} = 1,87 \text{ Н·м},$$

$$T_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \frac{0,238}{417,4} = 5,45 \text{ Н·м},$$

$$T_{III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \frac{0,224}{8,35} = 256,2 \text{ Н·м},$$

$$T_{IV} = 9550 \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \frac{0,21}{1,67} = 1200,9 \text{ Н·м}.$$

Х РОЗРАХУНОК ... ПЕРЕДАЧІ

(вказується назва передачі гнучким зв'язком – *клинопасової, плоскостасової чи цетної*)

Модуль 21 Розрахунок клинопасової передачі

Алгоритм розрахунку клинопасової передачі продемонстровано на рисунку 3.

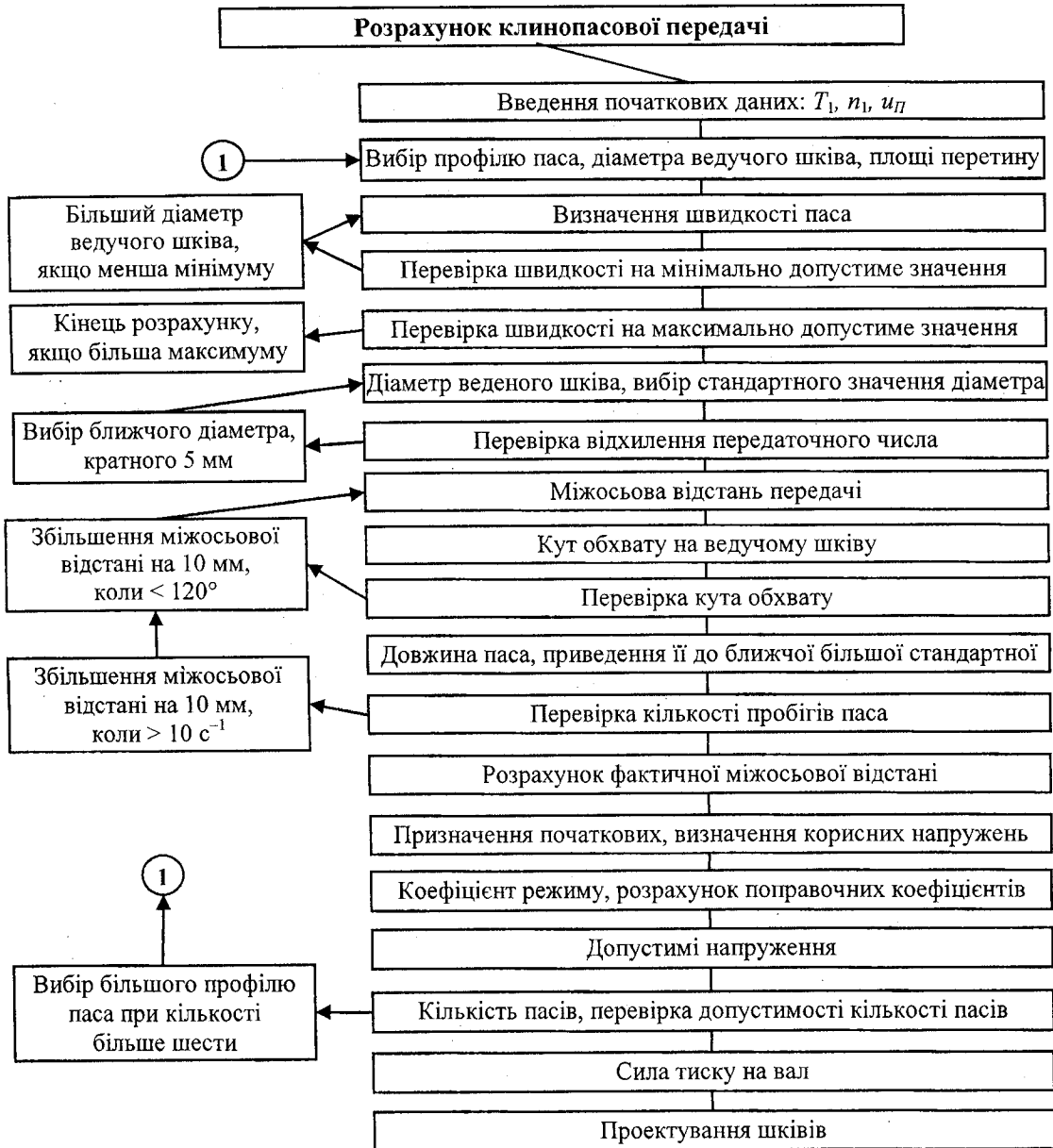


Рисунок 3 – Алгоритм розрахунку клинопасової передачі

До початкових даних для розрахунку клинопасової передачі відносяться обертальний момент на ведучому валу передачі $T_1 = T$, частота обертання ведучого вала $n_1 = n$, (визначені в розділі “Силлові та кінематичні параметри валів”), передаточне число передачі u_P , розраховане в розділі “Комплектування приводу”.

Профіль паса і його характеристики разом з діаметром шківів вибираються з таблиці 33.

Таблиця –33 – Вибір початкових параметрів клинопасової передачі

Межі обертового моменту на ведучому шківі T_1 , Н·м, в яких може застосовуватись профіль паса [28, с. 394]	≤ 25	11..70	40..190	110..550	450..2000	1100..4500
Профіль паса за ISO/ГОСТ	Z/0	A/A	B/Б	C/В	D/Г	Д
Мінімальний діаметр ведучого шківів d_1 , мм	63	90	125	200	315	500
Площа перерізу паса A , мм ²	47	81	138	230	476	692

Діаметри шківів вибираються з таблиці 34.

Таблиця 34 – Стандартні діаметри шківів

40	45	50	56	63	71	80	90	100	112
125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120

В разі необхідності, наприклад у випадку значного відхилення передаточного числа, допускається вибір нестандартних значень діаметрів шківів з ряду, кратного п'яти. Діаметр ведучого шківів вибирається як мінімально рекомендоване значення з таблиці 33 або наступне більше до нього зі стандартного ряду (див. табл. 34).

Швидкість паса $V = \frac{3,14d_1n_1}{60000}$ перевіряється на відповідність рекомендованим межам:

мінімально допустиме значення швидкості – 5 м/с, максимально допустиме – 25..30 м/с. Якщо швидкість перевищує максимально допустиме значення, то спроектувати передачу при заданих вихідних даних неможливо, коли ж вона менше мінімально допустимої, то слід збільшити діаметр ведучого шківів, поступово вибираючи значення з таблиці 34, аж поки швидкість не ввійде в рекомендовані межі.

Діаметр веденого шківів попередньо визначається за формулою $d_{2p} = d_1u$ і приводиться до *ближчого* з таблиці 34. Далі уточнюється фактичне передаточне число. Відхилення передаточного числа після вибору *стандартних діаметрів* обох шківів проводиться за формулою $\Delta u = \frac{d_2}{d_1u_{II}(1 - K_S)} - 1 \leq [0,05]$, (коефіцієнт ковзання $K_S = 0,01-0,02$). Коли ж ця умова не виконується, слід вибрати як діаметр веденого шківів d_2 ближче до розрахованого раніше значення, кратне п'яти.

Після розрахунку міжосьової відстані за формулою $a = 1,5 \frac{d_2}{\sqrt[3]{u_{II}}}$ (приймається *останнє*

значення діаметра веденого шківів d_2) визначається кут обхвату на ведучому шківі $\alpha_1 = 180 - 2\varphi$, де $\varphi = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}$, град. Кут обхвату для клинопасових передач не може бути меншим за 120° , коли ж ця умова не виконується, слід поступово збільшувати міжосьову відстань на 10 мм, поки значення кута не стане прийнятним. У подальшому потрібно користуватись *останнім значенням* міжосьової відстані.

Довжина паса розраховується за формулою:

$$l_p = 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{\varphi(d_2 - d_1)}{57,3} + 2a \cos \varphi$$

і приводиться до *ближчого більшого* стандартного значення з таблиці 35.

Таблиця 35 – Стандартні довжини клинових пасів

400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120
1250	1400	1600	1800	2000	2240	2500	2800	3150	4000

Довговічність паса перевіряється за кількістю пробігів $z_{II} = \frac{1000V}{l} \leq 10 \text{ с}^{-1}$. Якщо кількість пробігів перевищує допустиму, слід поступово збільшувати через 10 мм міжосьову відстань a , перераховувати та приводити до стандартного значення довжину паса l , аж поки довговічність не буде забезпечена.

Остаточне значення міжосьової відстані визначається з врахуванням останнього стандартного значення довжини паса:

$$a = \frac{l - 0,5\pi(d_2 + d_1) - \frac{\varphi(d_2 - d_1)}{57,3}}{2 \cos \varphi}$$

Допустимі напруження для паса:

$$[\sigma_{II}] = \sigma_{II0} K_{\alpha} K_{\nu} / K_p,$$

де σ_{II0} – корисні напруження для стандартної передачі, вибираються з таблиці 36 залежно від профілю паса, вибраного на початку розрахунку;

K_{α} , K_{ν} , K_p – коефіцієнти, які враховують різницю параметрів проектованої передачі порівняно з стандартною за кутом обхвату, швидкістю паса та режимом роботи.

Стандартною передачею вважається передача з передаточним числом, рівним одиниці (кут обхвату 180°), швидкістю паса 10 м/с.

Таблиця 36 – Корисні напруження для клинового паса

Профіль паса за ISO/ГОСТ	Z/0	A/A	B/B	C/B	D/Г	Д
Корисні напруження σ_{II0} , МПа	1,45	1,51	1,51	1,52	1,51	1,50

Коефіцієнт режиму роботи вибирається з таблиці 37 (якщо завданням не зазначені умови роботи, проєктант вибирає їх на власний розсуд).

Таблиця 37 – Коефіцієнт режиму роботи

Характеристика умов роботи	Навантаження			
	Спокійне малозмінне	Легкі коливання	Середні коливання	Ударні
Коефіцієнт режиму роботи K_p	1,0..1,2	1,2..1,4	1,4..1,7	1,7..2

Інші коефіцієнти визначаються:

$$K_{\alpha} = 1 - 0,0025(180 - \alpha_1), \quad K_{\nu} = 1 - 0,05(0,01V^2 - 1).$$

Розрахункова кількість пасів визначається з виразу $z_p = \frac{2000T_1}{d_1 A [\sigma_{II}]} \leq 6$, отримане значення

приводиться до більшого цілого. У випадку, коли розрахункова кількість пасів більша шести, слід вернуться до початку розрахунків і вибрати з таблиці 33 більший профіль паса. Оскільки згідно з таблицею 33 діапазони моментів на ведучому валу для різних профілів паса перекривають частково один одного, рекомендується виконувати паралельно розрахунок для декількох (найчастіше – двох) профілів паса, остаточний вибір варіанта ведеться за критерієм мінімальної кількості пасів.

Сила тиску на вал:

$$F_B = 2 \cdot \sigma_0 A z_p,$$

де σ_0 – початкові напруження, для клинопасової передачі приймаються $\sigma_0 = 1,4$ МПа. Проєктування шківів в цій роботі не передбачено.

Приклад

Варіант з пасом профілю Z/0

X.1 Початкові дані

Обертальний момент на ведучому валу: $T_1 = T_2 = 1,87 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Частота обертання ведучого шківів: $n_1 = n_2 = 1365 \text{ хв}^{-1}$.

Передаточне число передачі: $u_{\text{п}} = 3,27$.

X.2 Вибір початкових параметрів

Вибрано пас профілю Z/0 за стандартами відповідно ISO/ГОСТ. Площа перерізу паса $A = 47 \text{ мм}^2$. Діаметр ведучого шківів $d_1 = 63 \text{ мм}$.

X.3 Визначення швидкості паса

$$V = \frac{3,14 d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 63 \cdot 1365}{60000} = 4,5 \text{ м/с.}$$

Швидкість неприйнятна, оскільки менша 5 м/с; для її збільшення необхідно вибрати наступний більший стандартний діаметр ведучого шківів $d_1 = 71 \text{ мм}$.

$$V = \frac{3,14 d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 71 \cdot 1365}{60000} = 5,07 \text{ м/с.}$$

X.4 Визначення розрахункового значення діаметра веденого шківів

$$d_{2p} = d_1 u_{\text{п}} = 71 \cdot 3,27 = 232,17 \text{ мм.}$$

Вибрано ближче стандартне значення діаметра веденого шківів $d_2 = 224 \text{ мм}$.

X.5 Перевірка відхилення фактичного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{d_2}{d_1 u_{\text{п}} (1 - K_S)} - 1 \leq |0,05|,$$

де K_S – коефіцієнт ковзання, $K_S = 0,01..0,02$, прийнято $K_S = 0,02$.

$$\Delta u = \frac{224}{71 \cdot 3,27 (1 - 0,02)} - 1 = -0,015 < |0,05|, \text{ відхилення передаточного числа допустиме,}$$

оскільки не перевищує 5 % (коефіцієнт 0,05).

X.6 Міжосьова відстань передачі

$$a = 1,5 \frac{d_2}{\sqrt[3]{u_{\text{п}}}} = 1,5 \frac{224}{\sqrt[3]{3,27}} = 226,37 \text{ мм.}$$

X.7 Кут обхвату на ведучому шківі

$$\alpha_1 = 180 - 2\varphi,$$

$$\text{де } \varphi = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a} = \arcsin \frac{224 - 71}{2 \cdot 226,37} = \arcsin 0,338 = 19,75^\circ.$$

$\alpha_1 = 180 - 2 \cdot 19,75 = 140,5^\circ > 120^\circ$, що допустимо.

X.8 Довжина паса

Розрахункова довжина паса:

$$\begin{aligned} l_p &= 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{\varphi(d_2 - d_1)}{57,3} + 2a \cos \varphi = \\ &= 0,5 \cdot 3,14 (224 + 71) + \frac{19,69 (224 - 71)}{57,3} + 2 \cdot 226,37 \cdot 0,941 = 941,75 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Прийнято ближче стандартне значення довжини паса: $l = 1000 \text{ мм}$.

X.9 Кількість пробігів паса

$$z_{\Pi} = \frac{1000V}{l} = \frac{1000 \cdot 5,07}{1000} = 5,07 < 10 \text{ с}^{-1}.$$

X.10 Фактична міжосьова відстань

$$a = \frac{l - 0,5\pi(d_2 + d_1) - \frac{\varphi(d_2 - d_1)}{57,3}}{2 \cos \varphi} = \frac{1000 - 0,5\pi(224 + 71) - \frac{19,75(224 - 71)}{57,3}}{2 \cos 19,75} = 257,2 \text{ мм.}$$

X.11 Допустимі напруження для паса

$$[\sigma_{\Pi}] = \sigma_{\Pi 0} K_{\alpha} K_V / K_P, \text{ МПа,}$$

де $\sigma_{\Pi 0}$ – корисні напруження для стандартної передачі, $\sigma_{\Pi 0} = 1,51 \text{ МПа}$;

K_{α} , K_V , K_P – коефіцієнти, які враховують різницю параметрів проектованої передачі порівняно з стандартною за кутом обхвату, швидкістю паса та режимом роботи.

Для спокійного малозмінного навантаження прийнято $K_P = 1,2$.

$$K_{\alpha} = 1 - 0,0025(180 - \alpha_1) = 1 - 0,0025(180 - 140,5) = 0,901,$$

$$K_V = 1 - 0,05(0,01V^2 - 1) = 1 - 0,05(0,01 \cdot 5,07^2 - 1) = 1,037,$$

$$[\sigma_{\Pi}] = 1,51 \cdot 0,901 \cdot 1,037 / 1,2 = 1,166 \text{ МПа.}$$

X.12 Розрахункова кількість пасів

$$z_p = \frac{2000 T_1}{d_1 A [\sigma_{\Pi}]} = \frac{2000 \cdot 1,87}{71 \cdot 47 \cdot 1,166} = 0,961, \text{ прийнято більше ціле } z_p = 1.$$

X.13 Сила тиску на вал

$$F_B = 2 \cdot \sigma_0 A z_p,$$

де σ_0 – початкові напруження, для клинопасової передачі приймаються $\sigma_0 = 1,4 \text{ МПа}$.

$$F_B = 2 \cdot 1,4 \cdot 47 \cdot 1 = 131,6 \text{ Н.}$$

Варіант з пасом профілю А/А

X.1 Початкові дані

Обертальний момент на ведучому валу: $T_1 = T_2 = 1,87 \text{ Н·м}$.

Частота обертання ведучого шківів: $n_1 = n_2 = 1365 \text{ хв}^{-1}$.

Передаточне число передачі: $u_{\Pi} = 3,27$.

X.2 Вибір початкових параметрів

Вибрано пас профілю А/А за стандартами відповідно ISO/ГОСТ. Площа перерізу паса $A = 81 \text{ мм}^2$. Діаметр ведучого шківів $d_1 = 90 \text{ мм}$.

X.3 Визначення швидкості паса

$$V = \frac{3,14 d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 1365}{60000} = 6,43 \text{ м/с.}$$

Швидкість прийнятна, оскільки не менша 5 м/с, і не перевищує 25 м/с.

X.4 Визначення розрахункового значення діаметра веденого шківів

$$d_{2p} = d_1 u_{II} = 90 \cdot 3,27 = 294,3 \text{ мм.}$$

Вибрано ближче стандартне значення діаметра веденого шківів $d_2 = 315 \text{ мм.}$

X.5 Перевірка відхилення фактичного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{d_2}{d_1 u_{II} (1 - K_S)} - 1 \leq |0,05|,$$

де K_S – коефіцієнт ковзання, $K_S = 0,01-0,02$, прийнято $K_S = 0,02$.

$$\Delta u = \frac{315}{90 \cdot 3,27 (1 - 0,02)} - 1 = 0,092 > |0,05|, \text{ відхилення передаточного числа недопустиме,}$$

оскільки перевищує 5% (коефіцієнт 0,05). Далі з цієї ситуації є два виходи: прийняти нестандартне значення діаметра веденого шківів, кратне 5 мм, наприклад, $d_2 = 295 \text{ мм}$, або вибрати наступне більше стандартне значення діаметра ведучого шківів, наприклад, $d_1 = 100 \text{ мм}$, переіривши після цього швидкість паса. Прийнято наступне більше стандартне значення діаметра ведучого шківів $d_1 = 100 \text{ мм}$.

Відхилення передаточного числа:

$$\Delta u = \frac{315}{100 \cdot 3,27 (1 - 0,02)} - 1 = 0,017 < |0,05|, \text{ відхилення допустиме.}$$

Швидкість паса:

$$V = \frac{3,14 d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 1365}{60000} = 7,143 \text{ м/с, що прийнятно.}$$

Таким чином, остаточно прийнято діаметр ведучого шківів $d_1 = 100 \text{ мм}$.

X.6 Міжосьова відстань передачі

$$a = 1,5 \frac{d_2}{\sqrt[3]{u_{II}}} = 1,5 \frac{315}{\sqrt[3]{3,27}} = 320,174 \text{ мм.}$$

X.7 Кут обхвату на ведучому шківі

$$\alpha_1 = 180 - 2\varphi,$$

$$\text{де } \varphi = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a} = \arcsin \frac{315 - 100}{2 \cdot 320} = \arcsin 0,337 = 19,69^\circ.$$

$$\alpha_1 = 180 - 2 \cdot 19,69 = 140,62 > 120^\circ, \text{ що допустимо.}$$

X.8 Довжина паса

Розрахункова довжина паса:

$$\begin{aligned} l_p &= 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{\varphi(d_2 - d_1)}{57,3} + 2a \cos \varphi = \\ &= 0,5 \cdot 3,14 (315 + 100) + \frac{19,69 (315 - 100)}{57,3} + 2 \cdot 320 \cdot 0,942 = 1328 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Прийнято ближче стандартне значення довжини паса $l = 1400 \text{ мм}$.

X.9 Кількість пробігів паса

$$z_{II} = \frac{1000V}{l} = \frac{1000 \cdot 7,14}{1400} = 5,1 < 10 \text{ с}^{-1}.$$

X.10 Фактична міжосьова відстань

$$a = \frac{l - 0,5\pi(d_2 + d_1) - \frac{\varphi(d_2 - d_1)}{57,3}}{2 \cos \varphi} = \frac{1400 - 0,5\pi(315 + 100) - \frac{19,69(315 - 100)}{57,3}}{2 \cos 19,69} = 358 \text{ мм.}$$

X.11 Допустимі напруження для паса

$$[\sigma_{\Pi}] = \sigma_{\Pi 0} K_{\alpha} K_{\nu} / K_{\rho}, \text{ МПа,}$$

де $\sigma_{\Pi 0}$ – корисні напруження для стандартної передачі, $\sigma_{\Pi 0} = 1,51 \text{ МПа}$;

K_{α} , K_{ν} , K_{ρ} – коефіцієнти, які враховують різницю параметрів проєктованої передачі порівняно з стандартною за кутом обхвату, швидкістю паса та режимом роботи.

Для спокійного малозмінного навантаження прийнято $K_{\rho} = 1,2$.

$$K_{\alpha} = 1 - 0,0025(180 - \alpha_1) = 1 - 0,0025(180 - 140,62) = 0,9,$$

$$K_{\nu} = 1 - 0,05(0,01V^2 - 1) = 1 - 0,05(0,01 \cdot 7,14^2 - 1) = 1,03.$$

$$[\sigma_{\Pi}] = 1,51 \cdot 0,9 \cdot 1,03 / 1,2 = 1,166 \text{ МПа.}$$

X.12 Розрахункова кількість пасів

$$z_p = \frac{2000 T_1}{d_1 A [\sigma_{\Pi}]} = \frac{2000 \cdot 1,87}{100 \cdot 81 \cdot 1,166} = 0,4, \text{ прийнято більше ціле } z_p = 1.$$

X.13 Сила тиску на вал

$$F_B = 2 \cdot \sigma_0 A z_p,$$

де σ_0 – початкові напруження, для клинопасової передачі приймаються $\sigma_0 = 1,4 \text{ МПа}$.

$$F_B = 2 \cdot 1,4 \cdot 81 \cdot 1 = 226,8 \text{ Н.}$$

Порівняння варіантів вказує на те, що варіант з профілем Z/0 кращий, оскільки розміри передачі, сила тиску на вал менші.

Для зручності, якщо було прийнято рішення розраховувати за декількома варіантами, обидва розрахунки ведуться паралельно у вигляді таблиці.

Модуль 22 Розрахунок плоскопасової передачі

Алгоритм розрахунку плоскопасової передачі показано на рисунку 4.

До початкових даних для розрахунку плоскопасової передачі відносяться обертальний момент на ведучому валу передачі $T_1 = T_1$, частота обертання ведучого вала $n_1 = n_1$, (визначені в розділі “Силкові та кінематичні параметри валів”), передаточне число передачі i_{Π} , розраховане в розділі “Комплектування приводу”.

Діаметр ведучого шківів плоскопасової передачі розраховується з виразу $d_{1p} = 60\sqrt[3]{T_1}$, отримане значення приводиться до *ближчого більшого* за таблицею 34.

Швидкість паса $V = \frac{3,14 d_1 n_1}{60000}$ перевіряється на відповідність рекомендованим межах:

мінімально допустиме значення швидкості – 5 м/с, максимально допустиме – 15..25 м/с. Якщо швидкість перевищує максимально допустиме значення, то спроектувати передачу при заданих вихідних даних неможливо, коли ж вона менше мінімально допустимої, то слід збільшити діаметр ведучого шківів, поступово вибираючи значення з таблиці 34, аж поки швидкість не увійде в рекомендовані межі.

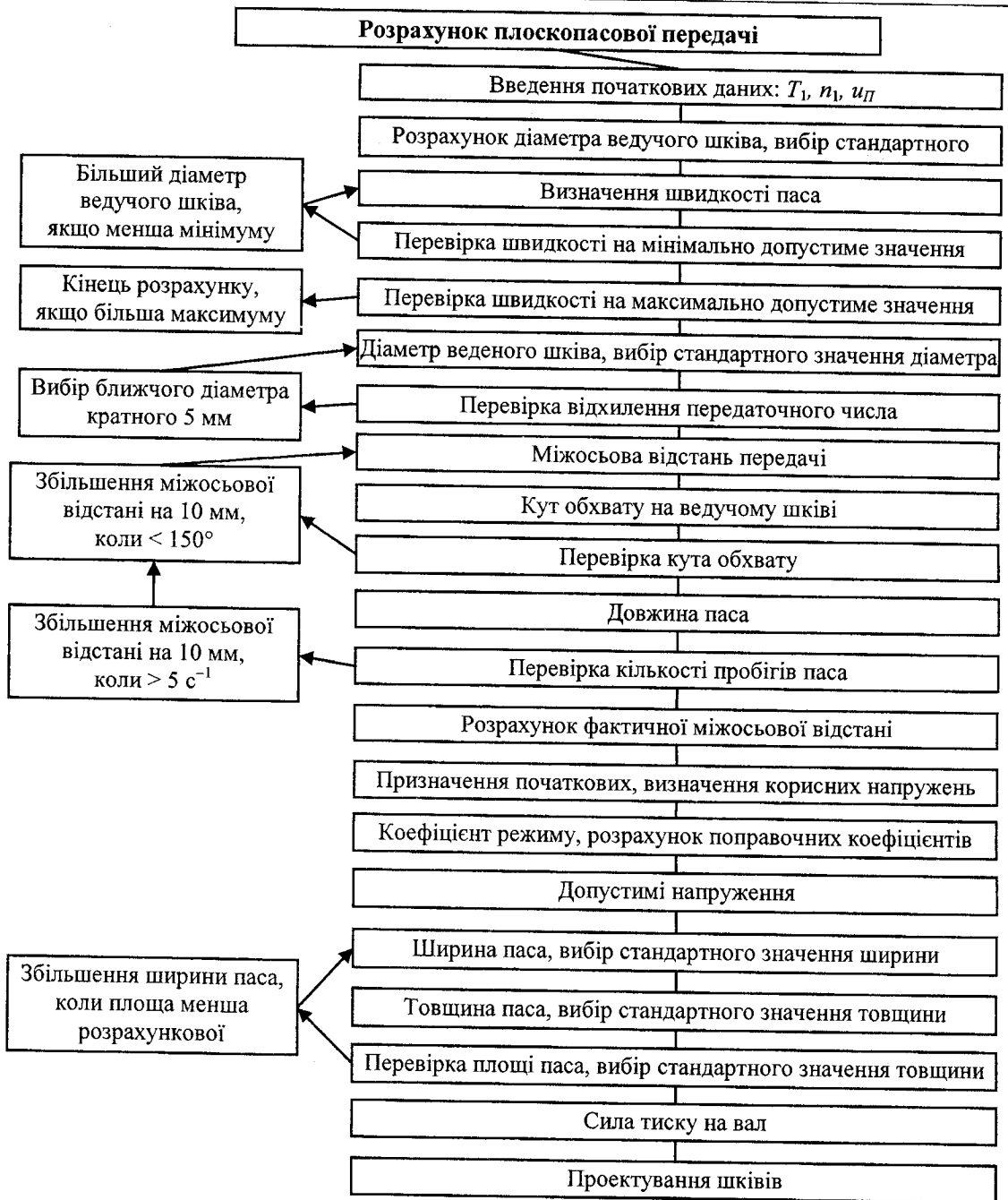


Рисунок 4 – Алгоритм розрахунку плоскопосової передачі

Діаметр веденого шківa попередньо визначається за формулою $d_{2P} = d_1 u_{П}$ і приводиться до *ближчого* з таблиці 34.

Відхилення передаточного числа після вибору стандартних діаметрів обох шківів проводиться за формулою $\Delta u = \frac{d_2}{d_1 u_{П} (1 - K_S)} - 1 \leq |0,05|$, де K_S – коефіцієнт ковзання, $K_S = (0,01-0,02)$.

У разі необхідності, наприклад у випадку суттєвого відхилення передаточного числа, допускається вибір нестандартних значень діаметрів шківів з ряду, кратного п'яти.

Після розрахунку міжосьової відстані $a = 2(d_1 + d_2)$ (приймається *останнє значення* діаметра веденого шківів d_2) визначається кут обхвату на ведучому шківі $\alpha_1 = 180 - 2\varphi$, де $\varphi = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}$ (град.). Кут обхвату для плоскостасових передач не може бути меншим за 150° ; якщо ця умова не виконується, слід поступово збільшувати міжосьову відстань на 10 мм, поки значення кута не стане прийнятним. У подальшому потрібно користуватись *останнім значенням* міжосьової відстані.

$$\text{Довжина паса розраховується за формулою: } l_p = 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{\varphi(d_2 - d_1)}{57,3} + 2a \cos \varphi.$$

Довговічність паса перевіряється за кількістю пробігів $z_{\text{п}} = \frac{1000V}{l} \leq 5 \text{ с}^{-1}$. Якщо кількість пробігів перевищує допустиму, слід поступово збільшувати на 10 мм міжосьову відстань a , перераховувати довжину паса l , аж поки довговічність не буде забезпечена. Остаточне значення міжосьової відстані визначається з врахуванням останньої довжини паса:

$$a = \frac{l - 0,5\pi(d_2 + d_1) - \frac{\varphi(d_2 - d_1)}{57,3}}{2 \cos \varphi}.$$

Допустимі напруження для паса:

$$[\sigma_{\text{п}}] = \sigma_{\text{п0}} K_{\alpha} K_{\nu} K_{\beta} K_{\text{п}} / K_{\text{р}},$$

де $\sigma_{\text{п0}}$ – корисні напруження для стандартної передачі, $\sigma_{\text{п0}} = 2,475 \text{ МПа}$,

K_{α} , K_{ν} , K_{β} , $K_{\text{р}}$ – коефіцієнти, які враховують різницю параметрів проектованої передачі порівняно з стандартною за кутом обхвату, швидкістю паса, положенням передачі та режимом роботи. Стандартною передачею вважається передача з передаточним числом рівним одиниці (кут обхвату 180°), швидкістю паса 10 м/с.

Коефіцієнт, який враховує положення передачі в просторі вибирається з таблиці 38 залежно від кута нахилу лінії міжосьової відстані до горизонту.

Таблиця 38 – Коефіцієнт положення плоскостасової передачі $K_{\text{п}}$

Кут нахилу лінії міжосьової відстані до горизонту	$0..60^\circ$	$60..80^\circ$	$80..90^\circ$
$K_{\text{п}}$ для передач без автоматичного натягу паса	1	0,9	0,8
$K_{\text{п}}$ для передач з автоматичним натягом паса	1	1	1

Коефіцієнт режиму роботи вибирається з таблиці 37 (якщо завданням не зазначені умови роботи, проєктант вибирає їх на власний розсуд).

Інші коефіцієнти визначаються:

$$K_{\alpha} = 1 - 0,003(180 - \alpha_1), \quad K_{\nu} = 1 - 0,04(0,01V^2 - 1).$$

Розрахункова ширина паса $b \geq 80000 \frac{T_1}{d_1^2 [\sigma_{\text{п}}]}$, мм. Ширина приводиться до *ближчої більшої* з ряду 20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, 70, 75, 80, 90, 100, 125, 150, 200, 250 мм.

Розрахункова товщина паса $\delta \leq 0,025d_1$, мм. Приймається *ближча менша* стандартна товщина з таблиці 39.

Таблиця 39 – Стандартна товщина плоских пасів, мм

Стандартна ширина паса b , мм	Ряди стандартної товщини паса			
	2	2,5	3	3,75
≤ 45	2	2,5	3	3,75
≤ 100	3,73	4,5	5	6
> 100	5	6	7	9

Добуток стандартних значень ширини і товщини паса не повинен бути меншим добутку розрахункових значень цих параметрів, визначених вище. Якщо ця умова не виконується, необхідно прийняти наступну більшу ширину паса з ряду, наведеного вище.

Сила тиску на вал:

$$F_B = 2 \cdot \sigma_0 \cdot b \cdot \delta,$$

де σ_0 – початкові напруження, для клинопасової передачі приймаються $\sigma_0 = 1,8$ МПа. Значення ширини та товщини паса – останні із стандартних рядів. Проектування шківів у цій роботі непередбачено.

Приклад

Х.1 Початкові дані

Обертальний момент на ведучому валу: $T_1 = T_1 = 1,87$ Н·м.

Частота обертання ведучого шківа: $n_1 = n_1 = 1365$ хв⁻¹.

Передаточне число передачі: $u_{II} = 3,27$.

Х.2 Діаметр ведучого шківа

$$d_{1P} = 60 \sqrt[3]{T_1} = 60 \sqrt[3]{1,87} = 73,921 \text{ мм.}$$

Прийнято ближче більше стандартне значення $d_1 = 80$ мм.

Х.3 Визначення швидкості паса

$$V = \frac{3,14 d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 1365}{60000} = 5,714 \text{ м/с.}$$

Швидкість прийнятна, оскільки не менша 5 м/с і не перевищує 15 м/с.

Х.4 Визначення розрахункового значення діаметра веденого шківа

$$d_{2P} = d_1 u_{II} = 80 \cdot 3,27 = 261,6 \text{ мм.}$$

Вибрано ближче стандартне значення діаметра веденого шківа $d_2 = 280$ мм.

Х.5 Перевірка відхилення фактичного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{d_2}{d_1 u_{II} (1 - K_S)} - 1 \leq |0,05|,$$

де K_S – коефіцієнт ковзання, $K_S = 0,01-0,02$, прийнято $K_S = 0,02$.

$$\Delta u = \frac{280}{80 \cdot 3,27 (1 - 0,02)} - 1 = 0,092 > |0,05|, \text{ відхилення передаточного числа недопустиме,}$$

оскільки перевищує 5 % (коефіцієнт 0,05). Далі з цієї ситуації є два виходи: прийняти нестандартне значення діаметра веденого шківа, кратне 5 мм, наприклад, $d_2 = 265$ мм або вибрати наступне більше стандартне значення діаметра ведучого шківа, наприклад, $d_1 = 90$ мм, перевіривши після цього швидкість паса. Прийнято ближче до розрахункового нестандартне значення діаметра веденого шківа $d_2 = 265$ мм.

Тоді відхилення передаточного числа:

$$\Delta u = \frac{265}{80 \cdot 3,27 (1 - 0,02)} - 1 = 0,034 < |0,05|,$$

що допустимо. Таким чином остаточно прийнято діаметр веденого шківа $d_2 = 265$ мм.

Х.6 Міжосьова відстань передачі

$$a = 2(d_1 + d_2) = 2(80 + 265) = 690 \text{ мм.}$$

Х.7 Кут обхвату на ведучому шківі

$$\alpha_1 = 180 - 2\varphi,$$

$$\text{де } \varphi = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a} = \arcsin \frac{265 - 80}{2 \cdot 690} = \arcsin 0,134 = 7,7^\circ.$$

$$\alpha_1 = 180 - 2 \cdot 7,7 = 164,6 > 150^\circ, \text{ що допустимо.}$$

X.8 Довжина паса

Розрахункова довжина паса:

$$\begin{aligned} l_p &= 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{\varphi(d_2 - d_1)}{57,3} + 2a \cos \varphi = \\ &= 0,5 \cdot 3,14(265 + 80) + \frac{7,7(265 - 80)}{57,3} + 2 \cdot 690 \cdot 0,991 = 1934 \text{ мм.} \end{aligned}$$

X.9 Кількість пробігів паса

$$z_{\text{п}} = \frac{1000V}{l} = \frac{1000 \cdot 5,714}{1934} = 2,954 < 5 \text{ с}^{-1}.$$

X.10 Фактична міжосьова відстань

$$a = \frac{l - 0,5\pi(d_2 + d_1) - \frac{\varphi(d_2 - d_1)}{57,3}}{2 \cos \varphi} = \frac{1934 - 0,5\pi(265 + 80) - \frac{7,7(265 - 80)}{57,3}}{2 \cos 7,7} = 689,95 \text{ мм.}$$

X.11 Допустимі напруження для паса

$$[\sigma_{\text{п}}] = \sigma_{\text{по}} K_{\alpha} K_{\nu} K_{\beta} / K_{\text{р}}, \text{ МПа,}$$

де $\sigma_{\text{по}}$ – корисні напруження для стандартної передачі, $\sigma_{\text{по}} = 2,475 \text{ МПа}$;

K_{α} , K_{ν} , K_{β} , $K_{\text{р}}$ – коефіцієнти, які враховують різницю параметрів проектованої передачі порівняно зі стандартною за кутом обхвату, швидкістю паса, положенням передачі та режимом роботи.

Для горизонтальної передачі прийнято $K_{\beta} = 1$, для спокійного малозмінного навантаження прийнято $K_{\text{р}} = 1,2$.

$$K_{\alpha} = 1 - 0,003(180 - \alpha_1) = 1 - 0,003(180 - 164,6) = 0,954,$$

$$K_{\nu} = 1 - 0,04(0,01V^2 - 1) = 1 - 0,04(0,01 \cdot 5,714^2 - 1) = 1,003.$$

$$[\sigma_{\text{п}}] = 2,475 \cdot 0,954 \cdot 1,003 \cdot 1 / 1,2 = 1,954 \text{ МПа.}$$

X.12 Розрахункова ширина паса

$$b \geq 80000 \frac{T_1}{d_1^2 [\sigma_{\text{п}}]} = 80000 \frac{1,87}{80^2 \cdot 1,954} = 11,967 \text{ мм.}$$

Прийнято ближче більше зі стандартного ряду $b = 20 \text{ мм}$.

X.13 Товщина паса

$$\delta \leq 0,025d_1 = 0,025 \cdot 80 = 2 \text{ мм, прийнята стандартна товщина паса } \delta = 2 \text{ мм.}$$

X.14 Перевірка площі перетину паса

$$b\delta = 20 \cdot 2 = 40 \text{ мм}^2, \text{ що перевищує добуток розрахункових значень}$$

$$b\delta = 11,967 \cdot 2 = 23,93 \text{ мм}^2.$$

X.15 Сила тиску на вал

$$F_{\text{в}} = 2 \cdot \sigma_0 b\delta,$$

де σ_0 – початкові напруження, для клинопасової передачі приймаються $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$.

$$F_{\text{в}} = 2 \cdot 1,8 \cdot 20 \cdot 2 = 144 \text{ Н.}$$

Модуль 23 Розрахунок цепної (ланцюгової) передачі

Алгоритм розрахунку цепної передачі показано на рисунку 5.

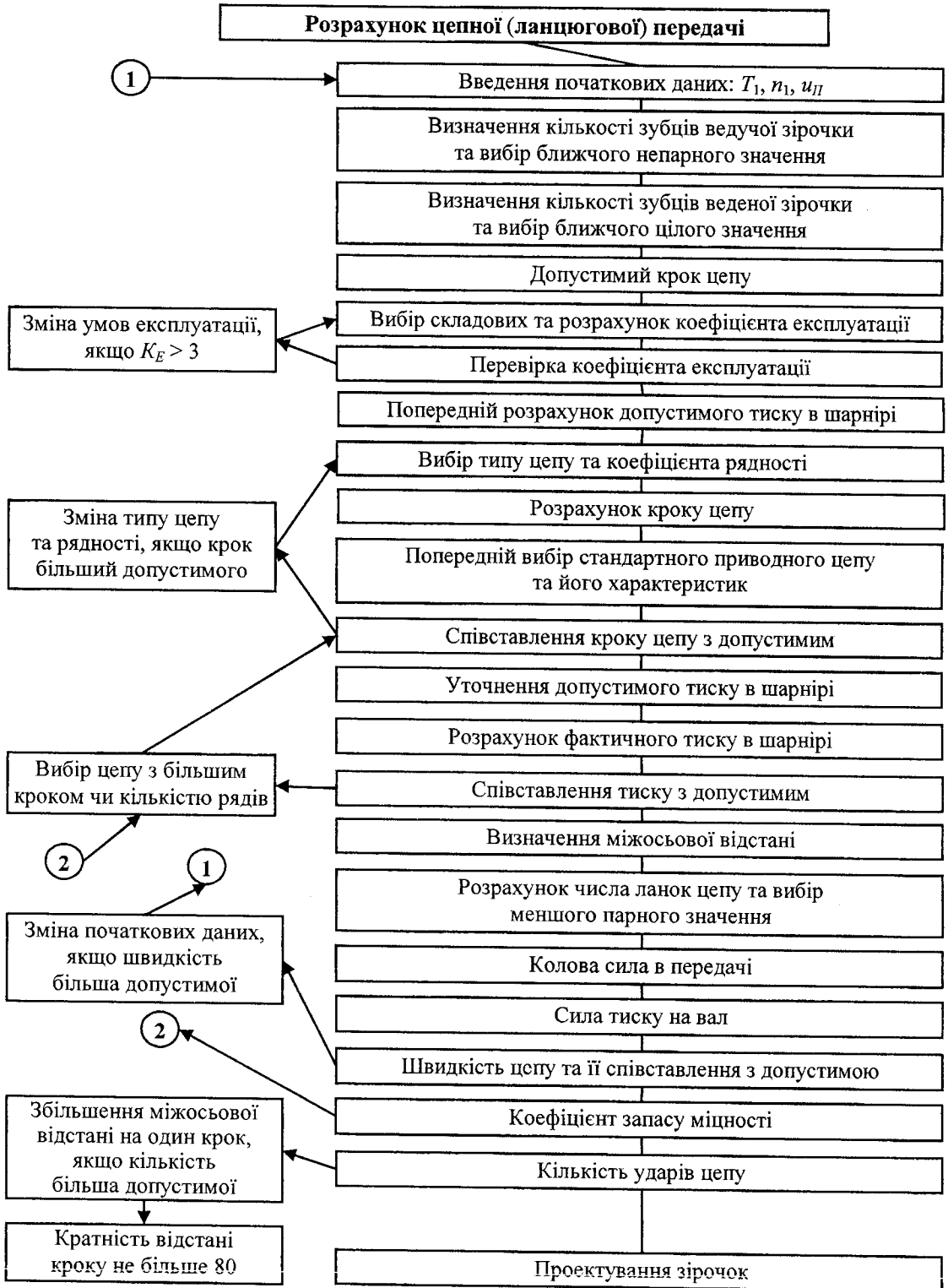


Рисунок 5 – Алгоритм розрахунку цепної (ланцюгової) передачі

Початкові дані для розрахунку плоскопасової передачі становлять обертальний момент на ведучому валу передачі $T_1 = T_1$, частота обертання ведучого вала $n_1 = n_1$, (визначені в розділі “Силові та кінематичні параметри валів”), передаточне число передачі u_{II} , розраховане в розділі “Комплектування приводу”.

Кількість зубців ведучої зірочки розраховується як $z_1 = 31 - 2u_{II}$, приводиться до ближчого **цілого непарного**. Кількість зубців веденої зірочки $z_2 = z_1 u_{II}$, кількість зубців приводиться до **ближчого цілого**.

Допустимий крок цепу $[t] = 7000 \frac{\sqrt[4]{z_1}}{n_1}$, мм. Коефіцієнт експлуатації $K_E = 1,5 K_p K_v$, де

K_v – коефіцієнт змінності роботи, $K_v = 1..1,45$ відповідно при одно-, дво- та тримінній роботі, K_p – коефіцієнт режиму роботи, який вибирається з таблиці 37 з врахуванням пояснень до неї. Найбільше значення коефіцієнта K_E не повинно бути більше трьох; якщо ця умова не виконується, то потрібно незначно змінити умови експлуатації.

Попередній розрахунок допустимого тиску в шарнірі: $[p_0] = 35 - 0,02 \cdot \sqrt[3]{([t]n_1)^2}$, МПа. Цепні передачі в приводах загального призначення в основному комплектуються однорядними приводними цепами, характеристики яких подані в таблиці 40, де крок цепу t – числа після ПР, мм.

Таблиця 40 – Основні параметри деяких однорядних приводних цепів

Позначення цепу (крок цепу t – числа після ПР)	Площа шарніра A , мм ²	Маса одного метра q , кг/м	Допустима кількість ударів $[z_v]$, с ⁻¹	Позначення цепу (крок цепу t – числа після ПР)	Площа шарніра A , мм ²	Маса одного метра q , кг/м	Допустима кількість ударів $[z_v]$, с ⁻¹
ПР-8-450	11	0,2	60	ПР-15,875-2270-2	71	0,96	50
ПР-9,525-810	29	0,45	60	ПР-19,05-3180	106	1,52	35
ПР-12,7-900-1	17	0,3	60	ПР-25,4-5670	180	2,57	30
ПР-12,7-900-2	20	0,35	60	ПР-31,75-8850	262	3,8	25
ПР-12,7-1820-1	40	0,65	60	ПР-38,1-12700	394	5,5	20
ПР-12,7-1820-2	50	0,75	60	ПР-44,45-17240	472	7,5	15
ПР-15,875-2270-1	55	0,8	50	ПР-50,8-22500	647	9,7	15

Характеристики багаторядних цепів типів 2ПР, необхідність вибрати які може виникнути в ході розрахунку, наведені в довідниках та стандартах [29, 30].

Крок цепу $t \geq 28 \sqrt[3]{\frac{K_E T_1}{z_1 [p_0]}}$, мм, дає можливість вибрати з таблиці 40 стандартний цеп,

як правило – з ближчим більшим кроком. Якщо з одним і тим же кроком є декілька модифікацій цепу, то вибирається цеп з найменшою масою одного метра q . Крок вибраного цепу не повинен перевищувати значення допустимого, визначеного вище. Для вибраного цепу за стандартним значенням кроку уточнюється допустимий тиск $[p_0] = 35 - 0,02 \cdot \sqrt[3]{(tn_1)^2}$, після чого

визначається фактичний тиск у шарнірі: $p = 6283 \frac{T_1 K_E}{z_1 t A} \leq [p_0]$.

Якщо умова не виконується, то повторно вибирається новий цеп з більшим кроком або з тим самим, але більш важкої модифікації, після чого в разі, якщо змінився крок, процедура розрахунку допустимого тиску повторюється, визначається знову тиск в шарнірі та порівнюється з допустимим.

Міжосьова відстань розраховується за виразом $a = 40t$, причому крок цепу t – останнє його стандартне значення.

Кількість ланок цепу:

$$z_0 = 0,5(z_2 + z_1) + \frac{\varphi}{180}(z_2 - z_1) + 80 \cos \varphi,$$

$$\text{де } \varphi = \arcsin \left[0,0125 \left(\frac{1}{\sin \frac{180}{z_2}} - \frac{1}{\sin \frac{180}{z_1}} \right) \right], \text{ град. Визначена кількість ланок приводиться}$$

до меншого цілого парного.

$$\text{Колова сила в передачі: } F_t = \frac{6283T_1}{tz_1}, \text{ Н, а сила тиску на вал: } F_B = (1,05 - 1,15) F_t.$$

Середня швидкість цепу $V = \frac{z_1 n_1 t}{60000}$, м/с, не повинна перевищувати для передач загального призначення 15 м/с.

Коефіцієнт запасу міцності:

$$s = \frac{[F]}{K_p F_1 + F_2} \geq [s] = 7 + 0,00025 n_1 t,$$

де F_2 – натяг цепу в гілці цепу, яка збігає з ведучої зірочки, $F_2 = qV^2 + 0,06qa$, Н;

F_1 – натяг цепу в гілці, яка набігає, $F_1 = F_t + F_2$, Н. Розривна сила $[F]$ (в позначенні цепу – останнє число, помножене на десять, Н), вага одного метра цепу q вибрана з таблиці 40, коефіцієнт режиму роботи прийнято по таблиці 37.

Якщо коефіцієнт запасу не перевищує мінімальне граничне значення $[s]$, то потрібно збільшити крок цепу або при тому крокові вибрати більш важку модифікацію, для якої, як правило, більша розривна сила $[F]$. При цьому повторюються всі процедури розрахунку, починаючи з перевірки співвідношення стандартного кроку цепу та його допустимого значення.

Довговічність цепу регламентується числом ударів $z_y = \frac{z_1 n_1}{15z_0} < [z_y]$. Допустима кіль-

кість ударів $[z_y]$ вибирається з таблиці 40. При невиконанні умови забезпечення довговічності потрібно збільшити міжосьову відстань на один крок цепу, перевірити, чи кількість ланок у міжосьовій відстані (a/t) не перевищує значення 80, перерахувати всі попередні параметри, починаючи з визначення кількості ланок в цепу.

Проектування зірочок в цій роботі не передбачається.

Приклад

X.1 Початкові дані

Обертальний момент на ведучому валу: $T_1 = T_2 = 1,87 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Частота обертання ведучого шківів: $n_1 = n_2 = 1365 \text{ хв}^{-1}$.

Передаточне число передачі: $u_{\Pi} = 3,27$.

X.2 Кількість зубців ведучої зірочки

$z_1 = 31 - 2u_{\Pi} = 31 - 2 \cdot 3,27 = 24,46$, прийнято ближче непарне значення $z_1 = 25$.

X.3 Кількість зубців веденої зірочки

$z_2 = z_1 u_{\Pi} = 25 \cdot 3,27 = 81,75$, прийнято ближче ціле значення $z_2 = 82$.

X.4 Допустимий крок цепу

$$[t] = 7000 \frac{\sqrt[4]{z_1}}{n_1} = 7000 \frac{\sqrt[4]{25}}{1365} = 11,467 \text{ мм.}$$

X.5 Коефіцієнт експлуатації

$$K_E = 1,5 K_p K_V,$$

де K_V – коефіцієнт змінності роботи, $K_V = 1..1,45$ відповідно при одно-, дво- та три-змінній роботі, приймаємо для двозмінної роботи $K_V = 1,25$;

K_p – коефіцієнт режиму роботи, для спокійного малозмінного навантаження прийнято $K_p = 1,2$.

$$K_E = 1,5 \cdot 1,25 \cdot 1,2 = 2,25 < 3.$$

X.6 Попередній розрахунок тиску в шарнірі

$$[p_0] = 35 - 0,02 \cdot \sqrt[3]{([t]n_1)^2} = 35 - 0,02 \cdot \sqrt[3]{(11,467/1365)^2} = 34,99 \text{ МПа.}$$

X.7 Попередньо прийнято комплектувати передачу приводними однорядними втулковими цeпaми типу ПР.

X.8 Розрахунок кроку цeпy

$$t \geq 28 \sqrt[3]{\frac{K_E T_1}{z_1 [p_0]}} = 28 \sqrt[3]{\frac{2,25 \cdot 1,87}{25 \cdot 34,99}} = 0,798 \text{ мм.}$$

X.9 Вибір стандартного цeпy

Вибрано цeп ПР–8–450 з кроком $t = 8$ мм, більшим розрахункового значення та меншим допустимого значення, розривною силою $[F] = 4500$ Н, масою одного метра $q = 0,2$ кг/м, площею проекції шарніра $A = 11$ мм² та допустимою кількістю ударів $[z_V] = 60$ с⁻¹.

X.10 Уточнення допустимого тиску в шарнірі

$$[p_0] = 35 - 0,02 \cdot \sqrt[3]{(m_1)^2} = 35 - 0,02 \cdot \sqrt[3]{(8 \cdot 1365)^2} = 25,156 \text{ МПа.}$$

X.11 Розрахунок фактичного тиску в шарнірі

$$p = 6283 \frac{T_1 K_E}{z_1 t A} = 6283 \frac{1,87 \cdot 2,25}{25 \cdot 8 \cdot 11} = 12,02 < [p_0] = 25,156 \text{ МПа.}$$

Умова виконується.

X.12 Міжосьова відстань

$$a = 40t = 40 \cdot 8 = 320 \text{ мм.}$$

X.13 Число ланок цeпy

$$z_0 = 0,5(z_2 + z_1) + \frac{\varphi}{180}(z_2 - z_1) + 80 \cos \varphi,$$

$$\text{де } \varphi = \arcsin \left[0,0125 \left(\frac{1}{\sin \frac{180}{z_2}} - \frac{1}{\sin \frac{180}{z_1}} \right) \right] = \arcsin \left[0,0125 \left(\frac{1}{\sin \frac{180}{82}} - \frac{1}{\sin \frac{180}{25}} \right) \right] = 13,12^\circ.$$

$$z_0 = 0,5(82 + 25) + \frac{\varphi}{180}(82 - 25) + 80 \cos 13,12 = 135,57, \text{ прийнято ближче менше парне}$$

значення $z_0 = 134$.

X.14 Колова сила в передачі

$$F_t = \frac{6283 T_1}{t z_1} = \frac{6283 \cdot 1,87}{8 \cdot 25} = 58,75 \text{ Н.}$$

X.15 Сила тиску на вал

$$F_B = (1,05 - 1,15) F_t = 1,15 \cdot 58,75 = 63,56 \text{ Н.}$$

X.16 Середня швидкість цепу

$$V = \frac{z_1 n_1 t}{60000} = \frac{25 \cdot 1365 \cdot 8}{60000} = 4,55 < 15 \text{ м/с.}$$

X.17 Коефіцієнт запасу міцності

$$s = \frac{[F]}{K_p F_1 + F_2} \geq [s] = 7 + 0,00025 n_1 t,$$

де F_2 – натяг цепу в гілці цепу, яка збігає з ведучої зірочки, $F_2 = qV^2 + 0,06qa$ Н;

F_1 – натяг цепу в гілці, яка набігає, $F_1 = F_t + F_2$ Н.

$$F_2 = qV^2 + 0,06qa = 0,2 \cdot 4,55^2 + 0,06 \cdot 0,2 \cdot 320 = 7,981 \text{ Н.}$$

$$F_1 = 58,75 + 7,981 = 66,731 \text{ Н.}$$

$$s = \frac{4500}{1,2 \cdot 66,731 + 7,981} = 51,103 \geq [s] = 7 + 0,00025 \cdot 1365 \cdot 8 = 9,73.$$

Умова забезпечення міцності забезпечується.

X.18 Довговічність цепу

$$z_y = \frac{25 \cdot 1365}{15 \cdot 134} = 16,98 < [z_y] = 60 \text{ с}^{-1}.$$

Довговічність цепної передачі забезпечується.

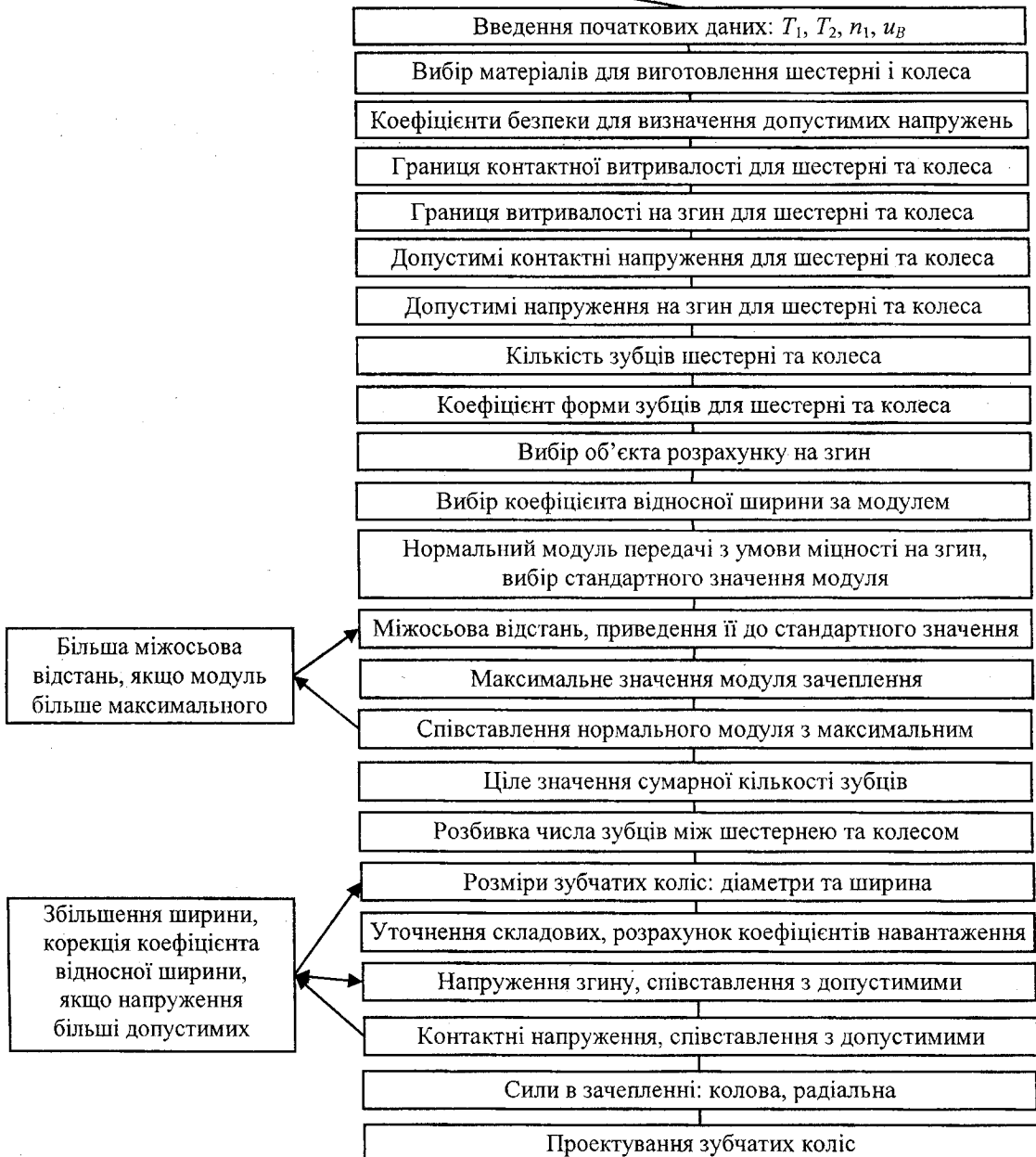
X РОЗРАХУНОК ВІДКРИТОЇ ... ПЕРЕДАЧІ

(вказується назва відкритої зубчатої передачі – *циліндричної прямозубої, циліндричної косозубої чи конічної*)

Модуль 24 Розрахунок відкритої прямозубої циліндричної передачі

Алгоритм розрахунку відкритої прямозубої циліндричної передачі продемонстровано на рисунку 6.

Розрахунок відкритої прямозубої циліндричної передачі



Рисунку 6 – Алгоритм розрахунку відкритої прямозубої циліндричної передачі без зміщення

До початкових даних для розрахунку відкритої прямозубої передачі відносяться: обертальний момент на ведучому валу передачі (на валу шестерні) $T_1 = T_{III}$, обертальний момент на веденому валу передачі (валу колеса) $T_2 = T_{IV}$, частота обертання ведучого вала $n_1 = n_{III}$, (визначені в розділі “Силові та кінематичні параметри валів”), передаточне число передачі u_B , розраховане в розділі “Комплектування приводу”.

Для виготовлення деталей зубчатих передач загального призначення в основному використовуються конструкційні вуглецеві та леговані сталі, марки та основні характеристики яких наведені в таблиці 41. Сталі, які мають тільки **цифрове позначення**, відносяться до **вуглецевих**; сталі, в позначення яких входять окрім чисел ще **букви**, є **легованими**; сталі, в позначенні яких є буква **Л**, застосовуються для литих коліс. При цьому слід брати до уваги, що леговані сталі в порівнянні з вуглецевими забезпечують більшу міцність, але дорожчі та ускладнюють виготовлення. З цієї причини вони використовуються при значному навантаженні. **Шестерня** (ведучий елемент передачі) повинна виготовлятися з трохи міцнішого матеріалу (різниця в твердості на користь шестерні – **не менше 20..30 одиниць** за Брінеллем). Таке співвідношення властивостей матеріалів для виготовлення шестерні та **колеса** (веденого елемента передачі) досягається або вибором для шестерні трохи міцнішої сталі, або марка сталі залишається однаковою, але застосовується різна термообробка (див. таблицю 41).

Таблиця 41 – Основні характеристики конструкційних сталей

Марка сталі	Термообробка	Мінімальна границя міцності σ_B , МПа	Мінімальна границя текучості σ_T , МПа	Мінімальна твердість в одиницях за Брінеллем, НВ
35	Нормалізація	540	320	140
40	Нормалізація	580	340	154
45	Нормалізація	610	360	173
45	Покращення	680	390	194
45	Гартування	590	330	430
50	Нормалізація	640	380	180
50	Покращення	790	540	258
55	Нормалізація	660	390	185
30ХГС	Нормалізація	790	640	215
30ХГС	Покращення	930	740	235
40Х	Нормалізація	690	440	200
40Х	Покращення	730	490	215
40Х	Гартування	740	490	480
40ХН	Нормалізація	740	550	220
40ХН	Покращення	790	540	235
40ХН	Гартування	790	490	495
40ХНМА	Покращення	980	740	265
35Л	Нормалізація	500	280	145
45Л	Нормалізація	550	320	153
55Л	Нормалізація	600	350	153
35ХГСЛ	Покращення	790	590	202

Коефіцієнт безпеки для контактних напружень при нормалізації і покращенні $s_H = 1,1$, при гартуванні $s_H = 1,2..1,25$, коефіцієнт безпеки для напружень згину $s_F = 1,7$.

Границі витривалості за контактними напруженнями і витривалості за напруженнями згину визначаються на основі рекомендацій, наведених у таблиці 42.

Таблиця 42 – Визначення границь витривалості

Термообробка	Твердість	Границя витривалості (МПа) при напруженнях:	
		контактних σ_{HlimB}	згину σ_{Flim}
Нормалізація, покращення	до 350 НВ	2НВ+70	НВ+260
Гартування	400..570 НВ	2НВ+200	550..600

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{0,9\sigma_{HlimB}}{s_H},$$

де σ_{HlimB} – границя витривалості за контактними напруженнями, МПа;

s_H – коефіцієнт безпеки для контактних напружень.

Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FlimB}}{s_F},$$

де σ_{FlimB} – границя витривалості при напруженнях згину, МПа;

s_F – коефіцієнт безпеки, прийнято $s_F = 1,7$.

Мінімальна кількість зубців шестерні визначається з виразу $z_{1min} = 21 - 4\sqrt{u_B - 1} + \frac{8\sqrt[3]{T_2}}{u_B + 1}$;

приймається ближче ціле число зубців, *але* для передач без зміщення – *не менше 17*. Кількість зубців колеса $z_2 = z_1 u_B$. Якщо число зубців колеса за розрахунком – неціле число, то необхідно прийняти *ближче ціле* значення.

У прямозубій циліндричній передачі кут нахилу зубців дорівнює нулю, тому еквівалентні числа зубців z_v шестерні чи колеса дорівнюють відповідно прийнятим значенням.

Коефіцієнт форми зуба $Y_F = 3,6 + \frac{4,5}{z_v - 10}$, розраховується окремо для шестерні та ко-

леса після відповідної підстановки у формулах кількості зубців для цих деталей передачі.

Об'єктом розрахунку на згин є та з деталей передачі – шестерня чи колесо, для якої відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ буде меншим. Якщо це відношення буде меншим для *шестерні*, то в наведених

нижче формулах для розрахунку модуля з умови міцності на згин $Y_F = Y_{F1}$, $z = z_1$, $T = T_1$, $[\sigma_F] = [\sigma_F]_1$. У випадку, коли відношення менше для *колеса*, то відповідно – $Y_F = Y_{F2}$, $z = z_2$, $T = T_2$, $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2$.

Коефіцієнт відносної ширини за модулем вибирається для прямозубих литих коліс $\psi_{bm} = 6..10$, з нарізними зубцями $\psi_{bm} = 10..20$, для косозубих – $\psi_{bm} = 15..40$, *менші значення* – для передач з низькою твердістю поверхні, грубою точністю і якістю обробки та *консольним розташуванням коліс, що характерно для передач, які розраховуються в проекті*.

Нормальний модуль зачеплення з умови міцності на згин:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2000TY_F Y_\beta K_F}{\psi_{bm} z [\sigma_F]}}$$

де K_F – коефіцієнт навантаження на згин, попередньо вибирається в межах $K_F = 1,5..1,7$, інші параметри розраховані або встановлені вище при виборі об'єкта розрахунку – шестерні або колеса.

Вибирається *ближче більше* до розрахункового значення стандартне значення модуля зачеплення з таблиці 43.

Таблиця 43 – Стандартні значення модуля зачеплення для силових передач, мм

1,5	2	2,5	3	4	5	6
8	10	12	16	20	25	32

У прямозубій циліндричній передачі коловий модуль дорівнює нормальному $m_i = m_n$.

Розрахункове значення міжосьової відстані $a_p = 0,5m_i z_1(u_B + 1)$, мм. Одержане значення приводиться, як правило, до ближчого більшого стандартного з таблиці 44.

Таблиця 44 – Стандартна міжосьова відстань циліндричних зубчатих передач, мм

40	50	63	80	100	125	160	200
250	315	400	500	630	800	1000	1250

Далі алгоритм вибору головних характеристик передачі зводиться до наступного. Виходячи з того, що вже визначена мінімальна кількість зубців шестерні, модуль не може перевищувати певне максимальне значення $m_{\max} = \frac{2a_{cm}}{z_1(u_B + 1)}$. З таблиць 43 та 44 потрібно вибрати

таку комбінацію двох значень, щоб сумарна кількість зубців шестерні та колеса становила ціле число, при цьому стандартне значення міжосьової відстані не повинно перевищувати розрахункове в два рази, а модуль – не може бути більшим максимального значення. Таким чином, сумарна кількість зубців $z_c = \frac{2a_{cm}}{m_{ncm}}$. Для зручності в таблиці 45 наведені результати визначення

сумарної кількості зубців у діапазоні значень модулів і міжосьових відстаней, відображених у таблицях 43 і 44.

Таблиця 45 – Сумарна кількість зубців циліндричних зубчатих передач

a	m_n													
	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32
40	53,3	40	32	26,7	20	16	13,3	10	8	6,7	5	4	3,2	2,5
50	66,7	50	40	33,3	25	20	16,7	12,5	10	8,3	6,3	5	4	1,13
63	84	63	50,4	42	31,5	25,2	21	15,8	12,6	10,5	7,9	6,3	5,04	3,94
80	106,7	80	64	53,3	40	32	26,7	20	16,	13,3	10	8	6,4	5
100	133,3	100	80	66,7	50	40	33,3	25	20	16,7	12,5	10	8	6,25
125	166,7	125	100	83,3	62,5	50	41,7	31,2	25	20,8	15,6	12,5	10	7,8
160	213,3	160	128	106,7	80	64	53,3	40	32	26,7	20	16	12,8	10
200	266,7	200	160	133,3	100	80	66,7	50	40	33,3	25	20	16	12,5
250	333,3	250	200	166,7	125	100	83,3	62,5	50	41,7	31,3	25	20	15,63
315	420	315	252	210	157,5	126	105	78,8	63	52,5	39,4	31,5	25,2	19,67
400	533,3	400	320	266,7	200	160	133,3	100	80	66,7	50	40	32	25
500	666,7	500	400	333,3	250	200	166,7	125	100	83,3	62,5	50	40	31,3
630	840	630	504	420	315	252	210	157,5	126	105	78,8	63	50,4	39,4
800	1067	800	640	533,3	400	320	266,7	200	160	133,3	100	80	64	50
1000	1333	1100	800	666,7	500	400	333,3	250	200	166,7	125	100	80	62,5
1250	1667	1250	1100	833,3	625	500	416,7	312,5	250	208,3	156,3	125	100	78,13

Далі визначається кількість зубців шестерні $z_1 = \frac{z_c}{u_B + 1}$ і приводиться до ближчого ці-

лого. Кількість зубців колеса $z_2 = z_c - z_1$.

Головні розміри зубчатої передачі визначаються наступним чином. Ділильні діаметри: шестерні – $d_1 = m_i z_1$, колеса – $d_2 = m_i z_2$, мм (ще раз звертається увага на те, що в прямозубій передачі коловий модуль дорівнює нормальному $m_i = m_n$). Перевіряється міжосьова відстань, яка повинна дорівнювати вибраному стандартному значенню. Діаметри кіл вершин: шестерні – $d_{a1} = d_1 + 2m_n$, колеса – $d_{a2} = d_2 + 2m_n$. Діаметри кіл впадин: шестерні – $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n$, колеса – $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n$.

Всі діаметральні розміри розраховуються з точністю до 0,001 мм, при необхідності виконуються потрібні закруглення, які б забезпечували точність перевірки міжосьової відстані.

Ширина колеса $b_2 = \varphi_{bm} m_n$, шестерні $b_1 = 1,12b_2$, мм, всі лінійні розміри, крім діаметрів та тих, які вибираються за окремо регламентованою процедурою, приводяться до стандартних значень лінійних розмірів (табл. 46).

Таблиця 46 – Нормальні лінійні розміри

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
20	21	22	24	25	26	28	30	32	34
35	36	38	40	42	44	45	48	50	52
53	55	56	58	60	62	63	65	67	70
71	73	75	78	80	82	84	85	88	90
92	95	98	100	102	105	108	110	112	115
118	120	125	130	135	140	145	150	155	160
165	170	175	180	185	190	195	200	205	210
215	220	225	230	240	250	260	270	280	290
300	310	315	320	330	340	350	360	370	380
390	400	410	420	440	450	460	480	490	500
515	530	545	560	580	600	615	630	650	670
690	710	730	750	775	800	825	850	875	900

Примітка. Інші більші або менші за табличні розміри можуть бути одержані шляхом множення або ділення на 10 значень з таблиці.

Коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

і коефіцієнт навантаження за напруженнями згину:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

де $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – коефіцієнти, які враховують розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коефіцієнти розподілу навантаження по ширині вінця;

K_{HV} , K_{FV} – коефіцієнти динамічності навантаження.

Коефіцієнти вибираються: $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – з таблиці 47 залежно від колової швидкості

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} \text{ (для конічних зубчатих передач - } V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000} \text{)}, K_{H\beta}, K_{F\beta} \text{ - з таблиці 48 залежно від}$$

$$\text{відносної ширини } \psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1} \text{ (для конічних } \psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}} \text{)}, \text{ причому коефіцієнт } K_{F\beta} = \alpha K_{H\beta}, \text{ де}$$

коефіцієнт α вибирається з останньої колонки таблиці 48, $K_{HV} = 1$, K_{FV} – з таблиці 49 залежно від колової швидкості, визначеної для таблиці 47. Таблиці 47–49 складені для найбільш використовуваного в загальному машинобудуванні восьмого ступеня точності виготовлення зубчатих коліс. *У випадку, якщо в якійсь клітинці таблиць стоїть прочерк, слід вибрати найбільше значущє число, котре стоїть у клітинці лівише.*

Таблиця 47 – Коефіцієнти $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ залежно від колової швидкості в передачі

Коефіцієнт навантаження	Колова швидкість V , м/с				
	0	5	10	15	20
$K_{H\alpha}$	1,05	1,03	1,12	1,16	1,18
$K_{F\alpha}$	1,13	1,21	1,31	1,41	–

Таблиця 48 – Коефіцієнти $K_{H\beta}$ та $K_{F\beta} = \alpha K_{H\beta}$

Твердість зубців	$K_{H\beta}$ при $\psi_{bd} = b_2/d_1$ (для конічних $\psi_{bd} = b/d_{m1}$)								α
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	
Конічна передача									
≤ 350 НВ	1,05–1,08	1,12–1,18	1,2–1,3	1,27–1,45	–	–	–	–	1,2
> 350 НВ	1,1–1,22	1,25–1,44	1,45	–	–	–	–	–	1,2
Циліндрична передача									
≤ 350 НВ	1,01	1,02	1,025	1,03	1,03–1,05	1,04–1,05	1,05–1,07	1,06–1,1	1,1
> 350 НВ	1,01	1,02	1,02–1,05	1,03–1,07	1,06–1,12	1,08–1,16	1,12–1,27	1,16–1,25	1,1

Таблиця 49 – Коефіцієнт $K_{F\beta}$ (коефіцієнт $K_{H\beta} = 1$)

Тип передачі	Колова швидкість V , м/с					
	Менше 3		3..8		8..12,5	
	≤ 350 НВ	> 350 НВ	≤ 350 НВ	> 350 НВ	≤ 350 НВ	> 350 НВ
Прямозуба	1,25	1,2	1,45	1,35	–	–
Косозуба	1,1	1,1	1,3	1,2	1,4	1,3

Перевірка за напруженнями згину виконується для того об'єкта – шестерні або колеса, який вибрано вище, з відповідними індексами параметрів, що входять у формулу:

$$\sigma_F = \frac{2000TK_F Y_F Y_\beta}{\Phi_{bm} z m_n^3} \leq [\sigma_F], \text{ МПа.}$$

Якщо напруження згину перевищують допустимі більш, ніж на 3 %, необхідно вибрати з таблиці 46 таке значення ширини колеса b_2 , при якому буде виконуватись умова міцності на згин, перерахувавши при цьому коефіцієнт відносної ширини ψ_{bm} .

Перевірка за критерієм контактної міцності проводиться за формулою:

$$\sigma_H = \frac{K_a}{au_B} \sqrt{(u_B + 1)^3 \frac{K_H T_2}{b}} \leq [\sigma_H]_2,$$

де K_a – числовий коефіцієнт, для **прямозубих** – $K_a = 10000$, для **косозубих** – $K_a = 8500$.

Якщо контактні напруження перевищують допустимі більш, ніж на 3 %, знову необхідно вибрати з таблиці 46 таке значення ширини колеса b_2 , при якому буде виконуватись умова контактної міцності. Це значення ширини колеса **фіксується як остаточне**.

У прямозубій циліндричній передачі визначаються сили в зачепленні в ньютонгах: колова $F_t = \frac{2000T_1}{d_1}$, радіальна $F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$, де α – кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$.

Методика проектування зубчатих коліс викладена нижче.

Приклад

Х.1 Початкові дані

Обертальний момент на валу шестерні: $T_I = T_{III} = 256,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Обертальний момент на валу колеса: $T_2 = T_{IV} = 1200,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Частота обертання шестерні: $n_I = n_{III} = 8,35 \text{ хв}^{-1}$.

Передаточне число передачі: $u_B = 5$.

Х.2 Вибір матеріалів для виготовлення зубчатих коліс

Для виготовлення шестерні вибрано сталь 50 покращену з границею міцності $\sigma_B = 790 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$, мінімальною твердістю за Брінеллем $HB_1 = 258$ одиниць, для виготовлення колеса вибрано сталь 50 нормалізовану з границею міцності $\sigma_B = 640 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 380 \text{ МПа}$, мінімальною твердістю за Брінеллем $HB_1 = 180$ одиниць, що забезпечує більшу міцність шестерні.

Х.3 Розрахунок допустимих напружень

Х.3.1 Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{0,9\sigma_{HlimB}}{s_H},$$

де σ_{HlimB} – границя контактної витривалості, МПа;

s_H – коефіцієнт безпеки. Коефіцієнт безпеки за контактними напруженнями при нормалізації та покращанні $s_H = 1,1$; при гартуванні $s_H = 1,2..1,25$, коефіцієнт безпеки за напруженнями згину $s_F = 1,7$. Прийнято для вибраних матеріалів шестерні та колеса коефіцієнт запасу за контактними напруженнями $s_H = 1,1$, за напруженнями згину $s_F = 1,7$.

Границя контактної витривалості:

– для шестерні $\sigma_{HlimB1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 258 + 70 = 586$ МПа,

$$[\sigma_{H1}] = \frac{0,9 \cdot 586}{1,1} = 479,5 \text{ МПа};$$

– для колеса $\sigma_{HlimB2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 180 + 70 = 430$ МПа,

$$[\sigma_{H2}] = \frac{0,9 \cdot 430}{1,1} = 351,8 \text{ МПа}.$$

Х.3.2 Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FlimB}}{s_F},$$

де σ_{FlimB} – границя витривалості на згин, МПа;

s_F – коефіцієнт безпеки, прийнято $s_F = 1,7$.

Границя витривалості на згин σ_{FlimB} :

– для шестерні $\sigma_{FlimB1} = HB_1 + 260 = 258 + 260 = 518$ МПа,

$$[\sigma_{F1}] = \frac{518}{1,7} = 304,7 \text{ МПа};$$

– для колеса $\sigma_{FlimB2} = HB_2 + 260 = 180 + 260 = 440$ МПа,

$$[\sigma_{F2}] = \frac{440}{1,7} = 258,8 \text{ МПа}.$$

Х.4 Визначення кількості зубців шестерні

Мінімальна кількість зубців шестерні:

$$z_{1min} = 21 - 4\sqrt{u_B - 1} + \frac{8\sqrt[3]{T_2}}{u_B + 1} = 21 - 4\sqrt{(5-1)} + \frac{8 \cdot \sqrt[3]{1200,9}}{5+1} = 27,17.$$

Прийнято ближче ціле число зубців $z_1 = 27$.

Х.5 Визначення кількості зубців колеса

Кількість зубців колеса $z_2 = z_1 u_B = 27 \cdot 5 = 135$.

Х.6 Розрахунок коефіцієнта форми зуба

Коефіцієнт форми зуба $Y_F = 3,6 + \frac{4,5}{z_v - 10}$,

де z_V – еквівалентна кількість зубців, $z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta}$; z – фактична кількість зубців відно-

вно шестерні чи колеса; β – кут нахилу зубців, оскільки для прямозубої передачі кут $\beta = 0$, то еквівалентна кількість зубців дорівнює фактичній $z_V = z$, для шестерні $z_{V1} = 27$, для колеса $z_{V2} = 135$.

Коефіцієнт форми зуба:

– для шестерні

$$Y_{F1} = 3,6 + \frac{4,5}{z_{V1} - 10} = 3,6 + \frac{4,5}{27 - 10} = 3,865;$$

– для колеса

$$Y_{F2} = 3,6 + \frac{4,5}{z_{V2} - 10} = 3,6 + \frac{4,5}{135 - 10} = 3,636.$$

X.7 Вибір об'єкта розрахунку

Розрахунок на згин виконується для тієї з деталей передачі – шестерні чи колеса, для якої відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ буде меншим.

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{304,7}{3,865} = 78,84; \quad \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{258,8}{3,636} = 71,18.$$

Оскільки відношення менше для колеса, то об'єктом розрахунку є колесо, $Y_F = Y_{F2} = 3,636$; $z = z_2 = 135$; $T = T_2 = 1200,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $[\sigma_F] = [\sigma_{F2}] = 258,8 \text{ МПа}$.

X.8 Вибір коефіцієнта відносної ширини за модулем

Коефіцієнт відносної ширини за модулем для прямозубих передач з нарізними зубцями $\Psi_{bm} = 15..40$, прийнято $\Psi_{bm} = 20$.

X.9 Розрахунок модуля зачеплення з умови міцності на згин:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2000TY_F Y_\beta K_F}{\Psi_{bm} z [\sigma_F]}}$$

де K_F – коефіцієнт навантаження на згин, попередньо $K_F = 1,5..1,7$, прийнято $K_F = 1,6$; Y_β – коефіцієнт нахилу зубців; для прямозубої передачі $Y_\beta = 1$.

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 1200,9 \cdot 3,636 \cdot 1 \cdot 1,6}{20 \cdot 135 \cdot 258,8}} = 2,71 \text{ мм.}$$

X.10 Вибір стандартного модуля

Вибирається ближче більше до розрахункового стандартне значення $m_n = 3 \text{ мм}$. У прямозубій циліндричній передачі коловий модуль дорівнює нормальному стандартному $m_t = m_n = 3 \text{ мм}$.

X.11 Визначення розрахункового значення міжосьової відстані:

$$a_p = 0,5 m_t z_1 (u_\beta + 1) = 0,5 \cdot 3 \cdot 27(5 + 1) = 243 \text{ мм.}$$

Вибрано ближче більше стандартне значення міжосьової відстані $a = 250 \text{ мм}$.

X.12 Максимальне значення модуля:

$$m_{n \max} = \frac{2a}{z_1(u_\beta + 1)} = \frac{2 \cdot 250}{27(5 + 1)} = 3,086 \text{ мм.}$$

У зв'язку з тим, що наступне більше до прийнятого стандартного модуля значення вже буде перевищувати максимальне, прийнята більша стандартна міжосьова відстань $a = 315 \text{ мм}$, яка при модулі $m_n = 3 \text{ мм}$ забезпечує ціле значення сумарної кількості зубців.

$$z_C = \frac{2a_{cm}}{m_{ncm}} = \frac{2 \cdot 315}{3} = 210.$$

Тоді кількість зубців шестерні $z_1 = \frac{z_C}{u_B + 1} = \frac{210}{5 + 1} = 35$. Кількість зубців колеса

$z_2 = z_C - z_1 = 210 - 35 = 175$. Фактичне передаточне число $u_{B\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{175}{35} = 5$, що відповідає

розрахунковому значенню. У випадку, коли кількість зубців шестерні була б нецілим числом, вона приводилась би до **ближчого** цілого, але фактичне передаточне число могло б відрізнятись від розрахункового. **Відхилення** передаточного числа від розрахункового допускається не більше 5 %.

X.13 Розрахунок основних розмірів зубчатої передачі

Дільні діаметри:

– шестерні: $d_1 = m_1 z_1 = 3 \cdot 35 = 105$ мм,

– колеса $d_2 = m_1 z_2 = 3 \cdot 175 = 525$ мм.

Перевірка міжосьової відстані:

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (105 + 525) = 315 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань відповідає прийнятому стандартному значенню.

Діаметри кіл вершин:

– шестерні $d_{a1} = d_1 + 2m_n = 105 + 2 \cdot 3 = 111$ мм;

– колеса $d_{a2} = d_2 + 2m_n = 525 + 2 \cdot 3 = 531$ мм.

Діаметри кіл впадин:

– шестерні $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 105 - 2,5 \cdot 3 = 97,5$ мм;

– колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 525 - 2,5 \cdot 3 = 517,5$ мм.

Всі діаметральні розміри розраховуються з точністю до 0,001 мм, при необхідності виконуються потрібні заокруглювання, які б забезпечували точність перевірки міжосьової відстані.

Ширина:

– колеса $b_2 = \psi_{bm} m_n = 20 \cdot 3 = 60$ мм;

– шестерні $b_1 = 1,12 b_2 = 1,12 \cdot 60 = 67,2$ мм, прийнято стандартне значення лінійного розміру $b_1 = 67$ мм.

Всі лінійні розміри, крім діаметрів та тих, які вибираються за окремо регламентованою процедурою, приводяться до стандартних значень лінійних розмірів за таблицею 46.

X.14 Уточнення коефіцієнтів навантаження

Коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

і коефіцієнт навантаження за напруженнями згину:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

де $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – коефіцієнти, які враховують розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коефіцієнти розподілу навантаження по ширині вінця;

K_{HV} , K_{FV} – коефіцієнти динамічності навантаження.

Колова швидкість:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 105 \cdot 8,35}{60000} = 0,046 \text{ м/с.}$$

Діаметральний коефіцієнт відносної ширини:

$$\Psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{60}{105} = 0,571.$$

Складові коефіцієнтів навантаження:

$$K_{H\alpha} = 1,05; K_{F\alpha} = 1,13; K_{H\beta} = 1,028; K_{F\beta} = 1,028 \cdot 1,1 = 1,13; K_{HV} = 1,0; K_{FV} = 1,25.$$

Коефіцієнти навантаження: $K_H = 1,05 \cdot 1,028 \cdot 1 = 1,08; K_F = 1,13 \cdot 1,13 \cdot 1,25 = 1,41.$

X.15 Перевірка напружень згину

Перевірка виконується для колеса як об'єкта, визначеного у пункті X.7.

Напруження згину:

$$\sigma_F = \frac{2000TK_F Y_F Y_\beta}{\Psi_{bm} z m_n^3} \leq [\sigma_F] \text{ МПа.}$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1200,9 \cdot 1,41 \cdot 3,63 \cdot 1}{20 \cdot 175 \cdot 3^3} = 130,09 < [\sigma_F]_2 = 258,8 \text{ МПа, що гарантує міцність на згин.}$$

Якщо напруження згину перевищували б допустимі більш, ніж на 3 %, необхідно було б повернутись до п. X.13, вибрати з таблиці 46 наступне більше значення ширини колеса b_2 , перерахувати коефіцієнт відносної ширини за модулем $\Psi_{bm} = b_2/m_n$ та наступні пункти, поки не буде виконуватись умова міцності на згин.

X.16 Перевірка контактних напружень:

$$\sigma_H = \frac{K_a}{a u_B} \sqrt{(u_B + 1)^3 \frac{K_H T_2}{b_2}} \leq [\sigma_H]_2,$$

де $K_a = 10000$ (для прямозубих);

$$\sigma_H = \frac{10000}{315 \cdot 5} \sqrt{(5+1)^3 \frac{1,08 \cdot 1200,9}{60}} = 433,85 \text{ МПа, що на } \left(\frac{433,85}{351,8} - 1 \right) 100\% = 23,3\% > 3\%$$

перевищує найменші допустимі контактні напруження $[\sigma_H]_2 = 351,8$ МПа. Для виконання умови контактної міцності необхідно збільшити ширину колеса до $b_2 = 88$ мм (значення вибираються з таблиці 46, поки не буде виконуватись умова міцності за контактними напруженнями, якщо умова виконується зразу, то ширину коригувати потреби немає). Тоді:

$$\sigma_H = \frac{10000}{315 \cdot 5} \sqrt{(5+1)^3 \frac{1,08 \cdot 1200,9}{88}} = 358,237 > [\sigma_H]_2 = 351,8 \text{ МПа.}$$

Однак, умова міцності за контактними напруженнями виконується, оскільки перевантаження становить $\left(\frac{358,2375}{351,8} - 1 \right) 100\% = 1,83\% < 3\%$. Таким чином, остаточна ширина колеса $b_2 = 88$ мм, ширина шестерні $b_1 = 1,12 \cdot 88 = 98,56$ мм, прийнято стандартне значення ширини $b_1 = 98$ мм.

X.17 Розрахунок сил в зачепленні

$$\text{Колова сила } F_t = \frac{2000 T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 256,2}{105} = 4876 \text{ Н.}$$

$$\text{Радіальна сила } F_r = F_t \frac{\text{tg } \alpha}{\cos \beta},$$

де α – кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$,

β – кут нахилу зубців, для прямозубої $\beta = 0$.

$$F_r = 4876 \cdot \text{tg}20^\circ = 4876 \cdot 0,364 = 1775 \text{ Н.}$$

Осьова сила в прямозубих циліндричних передачах відсутня.

Модуль 25 Розрахунок відкритої косозубої циліндричної передачі

Алгоритм розрахунку відкритої косозубої передачі без зміщення наведено на рисунку 7.

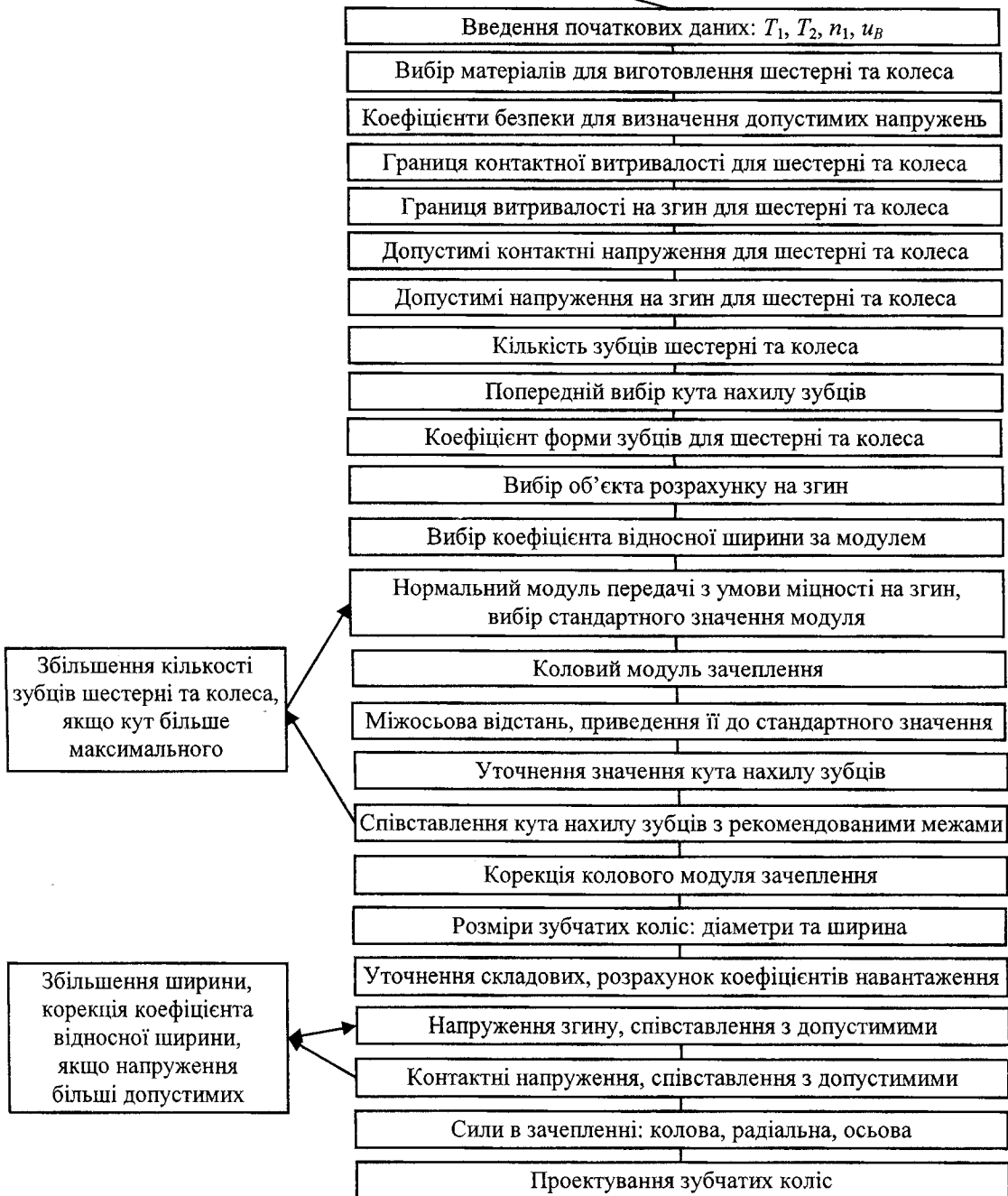
Розрахунок відкритої косозубої циліндричної передачі

Рисунок 7 – Алгоритм розрахунку відкритої косозубої циліндричної передачі

До початкових даних для розрахунку відкритої косозубої циліндричної передачі відносяться: обертальний момент на ведучому валу передачі (вал шестерні) $T_1 = T_{III}$, обертальний

момент на веденому валу передачі (вал колеса) $T_2 = T_{IV}$, частота обертання ведучого вала $n_1 = n_{III}$, (визначені в розділі “Силові та кінематичні параметри валів”), передаточне число передачі u_B , розраховане в розділі “Комплектування приводу”.

Вибір матеріалів для виготовлення деталей косозубої циліндричної передачі проводиться аналогічно рекомендаціям, наведеним в модулі 24 для прямозубих циліндричних передач: з таблиці 41 слід вибрати таку пару конструкційних вуглецевих чи легованих сталей (сталі, які мають тільки **цифрове позначення**, відносяться до **вуглецевих**, сталі, в позначення яких входять окрім чисел ще **букви, є легованими**, сталі, в позначені яких є буква **Л**, застосовуються для литих коліс), щоб витримувалась різниця між твердістю шестерні та колеса **порядку 20..30 одиниць** за Брінеллем на користь шестерні (див. детальні пояснення цього питання у модулі 24).

Розрахунок допустимих напружень за контактними напруженнями і напруженнями згину ведеться аналогічно прямозубим циліндричним передачам і зводиться до наступного. Коефіцієнт безпеки для контактних напружень при нормалізації і покращанні $s_H = 1,1$; при гартуванні $s_H = 1,2..1,25$, коефіцієнт безпеки для напружень згину $s_F = 1,7$. Границя витривалості за контактними напруженнями і витривалості за напруженнями згину визначаються на основі рекомендацій, наведених у таблиці 42.

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{0,9\sigma_{HlimB}}{s_H},$$

де σ_{HlimB} – границя витривалості за контактними напруженнями, МПа;

s_H – коефіцієнт безпеки для контактних напружень.

Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FlimB}}{s_F},$$

де σ_{FlimB} – границя витривалості при напруженнях згину, МПа;

s_F – коефіцієнт безпеки, прийнято $s_F = 1,7$.

Мінімальна кількість зубців шестерні $z_{1min} = 21 - 4\sqrt{u_B - 1} + \frac{8\sqrt[3]{T_2}}{u_B + 1}$, приймається ближче

ціле число зубців, **але** для передач без зміщення – **не менше 17**. Кількість зубців колеса $z_2 = z_1 u_B$. Якщо число зубців колеса за розрахунком – неціле число, то необхідно прийняти **ближче ціле** значення. У косозубій циліндричній передачі кут нахилу зубців попередньо приймається в межах $\beta = 8..15^\circ$, а еквівалентна кількість зубців z_V шестерні чи колеса розраховуються як $z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta}$, де z – фактична кількість зубців відповідно шестерні чи колеса, розра-

хована та прийнята раніше. Коефіцієнт форми зуба $Y_F = 3,6 + \frac{4,5}{z_V - 10}$, розраховується окремо

для шестерні та колеса після відповідної підстановки у формулу кількості зубців для цих деталей передачі.

Об'єктом розрахунку на згин є та з деталей передачі – шестерня чи колесо, для якої відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ буде меншим. Якщо це відношення буде меншим для **шестерні**, то в наведе-

них нижче формулах для розрахунку модуля з умови міцності на згин $Y_F = Y_{F1}$, $z = z_1$, $T = T_1$, $[\sigma_F] = [\sigma_F]_1$. У випадку, коли відношення менше для **колеса**, то відповідно – $Y_F = Y_{F2}$, $z = z_2$, $T = T_2$, $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2$.

Коефіцієнт відносної ширини за модулем вибирається для косозубих зубчатих передач в межах $\psi_{bm} = 15..40$, *менші значення* – для передач з низькою твердістю поверхні, грубою точністю і якістю обробки та *консольним розташуванням коліс, що характерно для передач, які розраховуються у проекті*. Коефіцієнт кута нахилу зубців: $Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140}$.

Нормальний модуль зачеплення з умови міцності на згин:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2000TY_F Y_{\beta} K_F}{\Phi_{bm} z [\sigma_F]}}$$

де K_F – коефіцієнт навантаження на згин, попередньо вибирається в межах $K_F = 1,5-1,7$, інші параметри розраховані або встановлені раніше при виборі об'єкта розрахунку – шестерні або колеса.

Вибирається *ближче більше* до розрахункового значення стандартне значення модуля зачеплення з таблиці 43.

У косозубій циліндричній передачі коловий модуль визначається з виразу: $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$.

Розрахункове значення міжосьової відстані: $a_p = 0,5m_t z_1 (u_B + 1)$, мм. Одержане значення приводиться, як правило, до ближчого більшого стандартного з таблиці 44. Після вибору стандартного значення міжосьової відстані коректується кут нахилу зубців. Уточнене значення кута нахилу зубців: $\beta = \arccos \frac{m_n z_1 (u_B + 1)}{2a}$.

Якщо кут β буде перевищувати 20° , то шляхом поступового збільшення кількості зубців z_1 вводять його в межі $8..15^\circ$, але після цього перераховують кількість зубців колеса за формулою $z_2 = z_1 u_B$. За новим значенням кута нахилу зубців виконується корекція колового модуля: $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$. Перевіряється міжосьова відстань, яка повинна дорівнювати вибраному стандартному значенню. Діаметри кіл вершин: шестерні – $d_{a1} = d_1 + 2m_n$, колеса – $d_{a2} = d_2 + 2m_n$.

Діаметри кіл впадин: шестерні – $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n$, колеса – $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n$.

Всі діаметральні розміри розраховуються з *точністю до 0,001 мм*, при необхідності виконуються потрібні заокруглювання, які б забезпечували точність перевірки міжосьової відстані.

Ширина колеса – $b_2 = \Phi_{bm} m_n$, шестерні – $b_1 = 1,12b_2$ мм, всі лінійні розміри, крім діаметрів та тих, які вибираються за окремо регламентованою процедурою, приводяться до стандартних значень лінійних розмірів з таблиці 46.

Коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

і коефіцієнт навантаження за напруженнями згину:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

де $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – коефіцієнти, які враховують розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коефіцієнти розподілу навантаження по ширині вінця;

K_{HV} , K_{FV} – коефіцієнти динамічності навантаження.

Коефіцієнти вибираються: $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – з таблиці 47 залежно від колової швидкості

$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$, $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – з таблиці 48 залежно від відносної ширини $\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}$, причому коефі-

цієнт $K_{F\beta} = \alpha K_{H\beta}$, де коефіцієнт α вибирається з останньої колонки таблиці 48, $K_{HV} = 1$, K_{FV} –

з таблиці 49 залежно від колової швидкості, визначеної для таблиці 47, за *рядком для косозубих передач*. Таблиці 47–49 складені для найбільш використовуваного в загальному машинобудуванні восьмого ступеня точності виготовлення зубчатих коліс. У випадку, якщо в якійсь клітинці таблиць стоїть прочерк, слід вибрати найбільше значуще число, котре стоїть в клітинці лівіше.

Перевірка за напруженнями згину виконується для того об'єкта – шестерні або колеса, який вибраний раніше, з відповідними індексами параметрів, що входять у формулу, причому коефіцієнт навантаження слід використовувати той, який щойно визначено в процесі уточнення:

$$\sigma_F = \frac{2000TK_F Y_F Y_B}{\psi_{bm} z m_n^3} \leq [\sigma_F], \text{ МПа.}$$

Якщо напруження згину перевищують допустимі більш, ніж на 3 %, необхідно вибрати з таблиці 46 таке значення ширини колеса b_2 , при якому буде виконуватись умова міцності на згин, перерахувавши при цьому коефіцієнт відносної ширини ψ_{bm} .

Перевірка за критерієм контактної міцності проводиться за формулою:

$$\sigma_H = \frac{K_a}{a u_B} \sqrt{(u_B + 1)^3 \frac{K_H T_2}{b}} \leq [\sigma_H]_2,$$

де K_a – числовий коефіцієнт, для *косозубих передач* $K_a = 8500$.

Якщо контактні напруження перевищують допустимі більш, ніж на 3 %, знову необхідно вибрати з таблиці 46 таке значення ширини колеса b_2 , при якому буде виконуватись умова контактної міцності. Це значення ширини колеса *фіксується як остаточне*.

У косозубій циліндричній передачі визначаються сили в зачепленні в ньютонгах: колова – $F_t = \frac{2000T_1}{d_1}$, радіальна – $F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$, осьова – $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$, де α – кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$, причому як кут нахилу зубців приймається останнє кориговане значення.

Методика проектування зубчатих коліс викладена нижче.

Приклад

X.1 Початкові дані

Обертальний момент на валу шестерні: $T_1 = T_{III} = 256,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Обертальний момент на валу колеса: $T_2 = T_{IV} = 1200,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Частота обертання шестерні: $n_1 = n_{III} = 8,35 \text{ хв}^{-1}$.

Передаточне число передачі: $u = u_B = 5$.

X.2 Вибір матеріалів для виготовлення зубчатих коліс

Для виготовлення шестерні вибрано сталь 40ХНМА покращену з границею міцності $\sigma_B = 980 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 740 \text{ МПа}$, мінімальною твердістю за Брінеллем $HB_1 = 265$ одиниць, для виготовлення колеса вибрано сталь 40ХН нормалізовану з границею міцності $\sigma_B = 740 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 550 \text{ МПа}$, мінімальною твердістю за Брінеллем $HB_2 = 220$ одиниць, що забезпечує більшу міцність шестерні.

X.3 Розрахунок допустимих напружень

X.3.1 Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{0,9\sigma_{H\lim B}}{s_H},$$

де $\sigma_{H\lim B}$ – границя контактної витривалості, МПа;

s_H – коефіцієнт безпеки, коефіцієнт безпеки за контактними напруженнями при нормалізації і покращанні $s_H = 1,1$.

Для шестерні: $\sigma_{H\lim B1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 265 + 70 = 600 \text{ МПа}$,

$$[\sigma_H]_1 = \frac{0,9 \cdot 600}{1,1} = 491 \text{ МПа.}$$

Для колеса $\sigma_{H \lim B_2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа,}$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{0,9 \cdot 510}{1,1} = 417 \text{ МПа.}$$

X.3.2 Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim B}}{s_F},$$

де $\sigma_{F \lim B}$ – границя витривалості на згин, МПа;

s_F – коефіцієнт безпеки за напруженнями згину, прийнято $s_F = 1,7$.

Границя витривалості на згин:

– для шестерні $\sigma_{F \lim B_1} = HB_1 + 260 = 265 + 260 = 525 \text{ МПа,}$

$$[\sigma_F]_1 = \frac{525}{1,7} = 312 \text{ МПа;}$$

– для колеса $\sigma_{F \lim B_2} = HB_2 + 260 = 220 + 260 = 480 \text{ МПа,}$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{480}{1,7} = 282 \text{ МПа.}$$

X.4 Визначення кількості зубців шестерні

Мінімальна кількість зубців шестерні:

$$z_{1 \min} = 21 - 4\sqrt{u_B - 1} + \frac{8\sqrt[3]{T_2}}{u_B + 1} = 21 - 4\sqrt{(5-1)} + \frac{8 \cdot \sqrt[3]{1200,9}}{5+1} = 27,17.$$

Прийнято ближче ціле число зубців (але не менше 17) $z_1 = 27$.

X.5 Визначення кількості зубців колеса

Кількість зубців колеса $z_2 = z_1 u_B = 27 \cdot 5 = 135$.

Якщо число зубців колеса за розрахунком – неціле число, то необхідно прийняти ближче ціле значення.

X.6 Попередній вибір кута нахилу зубців

Кут нахилу зубців косозубої циліндричної передачі попередньо вибирається в межах $8-15^\circ$; прийнято $\beta = 10^\circ$.

X.7 Розрахунок коефіцієнта форми зуба

Коефіцієнт форми зуба:

$$Y_F = 3,6 + \frac{4,5}{z_V - 10},$$

де z_V – еквівалентне число зубців, $z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta}$; z – фактичне число зубців.

Для шестерні $z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{27}{\cos^3 10^\circ} = \frac{27}{0,955} = 28,3$;

$$Y_{F1} = 3,6 + \frac{4,5}{z_{V1} - 10} = 3,6 + \frac{4,5}{28,3 - 10} = 3,85.$$

$$\text{Для колеса } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{135}{\cos^3 10^\circ} = \frac{135}{0,955} = 141,4;$$

$$Y_{F2} = 3,6 + \frac{4,5}{z_{v2} - 10} = 3,6 + \frac{4,5}{141,4 - 10} = 3,63.$$

X.8 Вибір об'єкта розрахунку

Розрахунок на згин виконується для тієї з деталей передачі – шестерні чи колеса, для якої відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ буде меншим.

Якщо це відношення буде меншим для *шестерні*, то $Y_F = Y_{F1}$; $z = z_1$; $T = T_1$; $[\sigma_F] = [\sigma_F]_1$.
У випадку, коли відношення менше для *колеса*, то відповідно: $Y_F = Y_{F2}$, $z = z_2$, $T = T_2$, $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2$.

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{312}{3,85} = 81,03; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{282}{3,63} = 77,68.$$

Оскільки відношення менше для колеса, то об'єктом розрахунку є колесо, $Y_F = Y_{F2} = 3,63$; $z = z_2 = 135$; $T = T_2 = 1200,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2 = 282 \text{ МПа}$.

X.9 Визначення коефіцієнтів кута нахилу зубців та відносної ширини за модулем
Коефіцієнт кута нахилу зубців:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{10}{140} = 0,93.$$

Коефіцієнт відносної ширини за модулем для косозубих циліндричних передач $\psi_{bm} = 15..40$, прийнято $\psi_{bm} = 20$.

X.10 Розрахунок модуля зачеплення:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2000 T Y_F Y_\beta K_F}{\psi_{bm} z [\sigma_F]}}$$

де K_F – коефіцієнт навантаження за напруженнями згину, попередньо $K_F = 1,5..1,7$, прийнято $K_F = 1,6$.

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 1200,9 \cdot 3,63 \cdot 0,93 \cdot 1,6}{20 \cdot 135 \cdot 282}} = 2,57 \text{ мм.}$$

X.11 Вибір стандартного модуля

Прийнято ближче більше стандартне значення нормального модуля $m_n = 3 \text{ мм}$.

X.12 Розрахунок колового модуля:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3}{0,984} = 3,05 \text{ мм.}$$

X.13 Визначення розрахункового значення міжосьової відстані:

$$a_p = 0,5 m_t z_1 (u_B + 1) = 0,5 \cdot 3,05 \cdot 27(5 + 1) = 247,05 \text{ мм.}$$

Вибрано ближче більше стандартне значення міжосьової відстані $a = 250 \text{ мм}$.

X.14 Корекція кута нахилу зубців

Уточнене значення кута нахилу зубців:

$$\beta = \arccos \frac{m_n z_1 (u_B + 1)}{2a} = \arccos \frac{3 \cdot 27(5 + 1)}{2 \cdot 250} = \arccos 0,972 = 13,59^\circ.$$

Якщо кут β буде перевищувати 20° , то шляхом поступового збільшення кількості зубців z_1 вводять його в межі $8..15^\circ$, але після цього *перераховують кількість зубців колеса $z_2 = z_1 u_B$.*

X.15 Корекція колового модуля

Уточнене значення колового модуля: $m_t = \frac{3}{0,972} = 3,0864 \text{ мм.}$

X.16 Розрахунок основних розмірів зубчатої передачі

Ділильні діаметри:

– шестерні $d_1 = m_t z_1 = 3,0864 \cdot 27 = 83,333 \text{ мм;}$

– колеса $d_2 = m_t z_2 = 3,0864 \cdot 135 = 416,667 \text{ мм.}$

Перевірка міжосьової відстані: $a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (83,333 + 416,667) = 250 \text{ мм.}$

Діаметри кіл вершин:

– шестерні $d_{a1} = d_1 + 2m_n = 83,333 + 2 \cdot 3 = 89,333 \text{ мм;}$

– колеса $d_{a2} = d_2 + 2m_n = 416,667 + 2 \cdot 3 = 422,333 \text{ мм.}$

Діаметри кіл впадин:

– шестерні $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 83,333 - 2,5 \cdot 3 = 75,833 \text{ мм;}$

– колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 416,667 - 2,5 \cdot 3 = 409,167 \text{ мм.}$

Всі діаметральні розміри розраховуються з точністю до $0,001 \text{ мм}$, при необхідності виконуються потрібні заокруглювання, які б забезпечували точність перевірки міжосьової відстані.

Ширина:

– колеса $b_2 = \phi_{bm} m_n = 20 \cdot 3 = 60 \text{ мм}$, що відповідає стандартному значенню;

– шестерні $b_1 = 1,12b_2 = 1,12 \cdot 60 = 67,2 \text{ мм}$, прийнято стандартне значення лінійного розміру $b_1 = 67 \text{ мм}$.

Усі лінійні розміри, крім діаметрів та тих, які вибираються за окремо регламентованою процедурою, приводяться до стандартних значень лінійних розмірів (табл. 46).

X.17 Уточнення коефіцієнтів навантаження

Коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями: $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}$, і коефіцієнт навантаження за напруженнями згину: $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}$,

де $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – коефіцієнти, які враховують розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коефіцієнти розподілу навантаження по ширині вінця;

K_{HV} , K_{FV} – коефіцієнти динамічності навантаження.

Колова швидкість: $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 83,333 \cdot 8,35}{60000} = 0,04 \text{ м/с.}$

Діаметральний коефіцієнт відносної ширини $\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{60}{83,333} = 0,72$.

Складові коефіцієнтів навантаження:

$K_{H\alpha} = 1,05$, $K_{F\alpha} = 1,13$, $K_{H\beta} = 1,028$, $K_{F\beta} = 1,028 \cdot 1,1 = 1,13$; $K_{HV} = 1$, $K_{FV} = 1,1$.

Коефіцієнти навантаження: $K_H = 1,05 \cdot 1,028 \cdot 1 = 1,08$; $K_F = 1,13 \cdot 1,13 \cdot 1,1 = 1,41$.

X.18 Перевірка напружень згину

Перевірка виконується згідно з вибраним об'єктом розрахунку для колеса:

$$\sigma_F = \frac{2000TK_F Y_F Y_\beta}{\phi_{bm} z m_n^3} \leq [\sigma_F] \text{ МПа.}$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1200,9 \cdot 1,41 \cdot 3,63 \cdot 0,93}{20 \cdot 135 \cdot 3^3} = 156,8 < 282 \text{ МПа, що гарантує міцність на згин.}$$

Якщо напруження згину перевищували б допустимі більш, ніж на 3 %, необхідно було б повернутись до п. X.16, вибрати з таблиці 46 наступне більше значення ширини колеса b_2 , перерахувати коефіцієнт відносної ширини за модулем $\psi_{bm} = b_2/m_n$ та наступні пункти, аж поки не буде виконуватись умова міцності на згин.

X.19 Перевірка контактних напружень:

$$\sigma_H = \frac{K_a}{a u_B} \sqrt{(u_B + 1)^3 \frac{K_H T_2}{b_2}} \leq [\sigma_H]_2,$$

де $K_a = 8500$ (для косозубих передач).

$$\sigma_H = \frac{8500}{250 \cdot 5} \sqrt{(5+1)^3 \frac{1,08 \cdot 1200,9}{60}} = 464,6 \text{ МПа, що на } \left(\frac{464,6}{417} - 1 \right) 100 \% = 11 \% \text{ пере-}$$

вищує найменші допустимі контактні напруження. Для виконання умови контактної міцності необхідно збільшити ширину колеса до $b_2 = 75$ мм (значення вибираються з таблиці 46, поки не буде виконуватись умова контактної міцності, якщо вона виконується зразу, то ширину корегувати потреби немає). Тоді:

$$\sigma_H = \frac{8500}{250 \cdot 5} \sqrt{(5+1)^3 \frac{1,08 \cdot 1200,9}{75}} = 415,6 < 417 \text{ МПа.}$$

Таким чином, остаточна ширина колеса $b_2 = 75$ мм.

X.20 Розрахунок сил у зачепленні

$$\text{Колова сила } F_t = \frac{2000 T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 256,2}{83,333} = 6149 \text{ Н.}$$

$$\text{Радіальна сила } F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

$$\text{де } \alpha - \text{кут зачеплення, } \alpha = 20^\circ, F_r = 6149 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 13,59} = 6149 \frac{0,364}{0,972} = 2303 \text{ Н.}$$

$$\text{Осьова сила } F_a = F_r \operatorname{tg} \beta = 6149 \cdot \operatorname{tg} 13,59^\circ = 6149 \cdot 0,242 = 1488 \text{ Н.}$$

Модуль 26 Розрахунок відкритої конічної прямозубої передачі

Алгоритм розрахунку конічної прямозубої передачі відображено на рисунку 8.

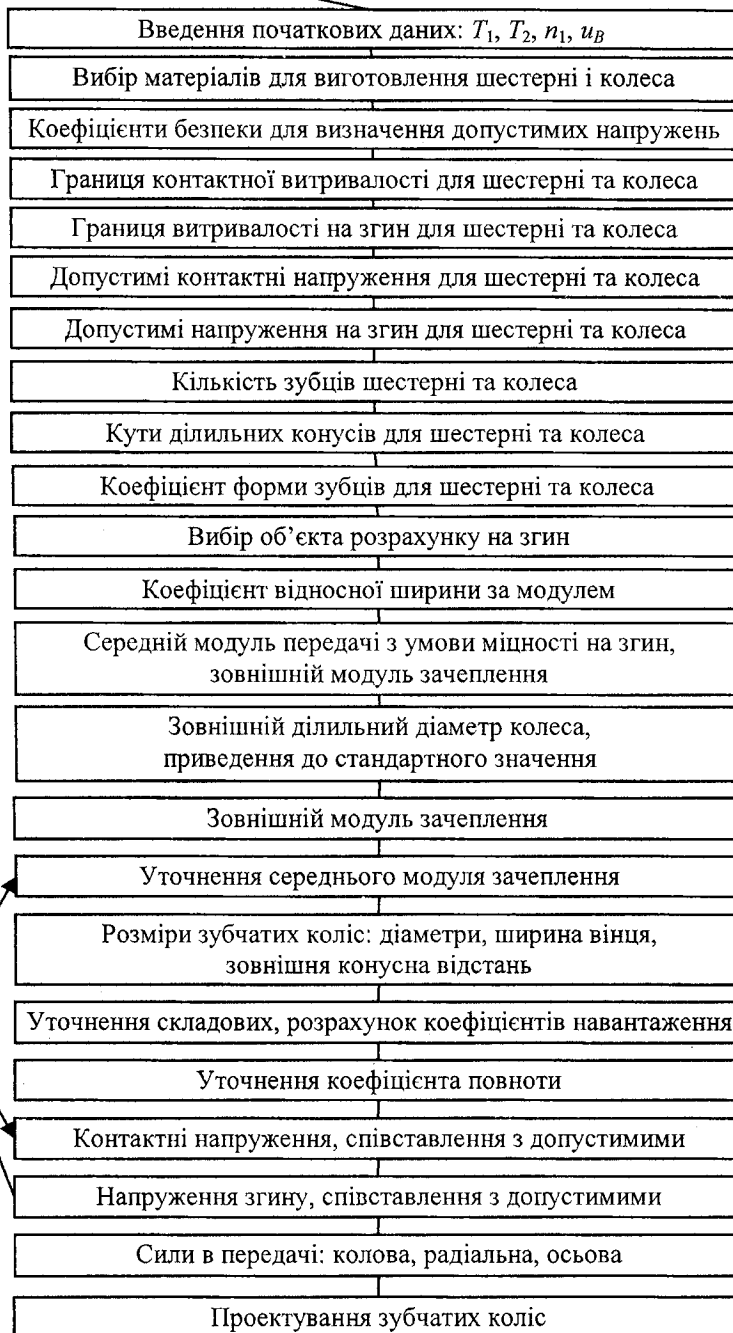
Для розрахунку відкритої конічної прямозубої передачі необхідні початкові дані: обертальний момент на ведучому валу передачі (вал шестерні) $T_1 = T_{III}$, обертальний момент на веденому валу передачі (вал колеса) $T_2 = T_{IV}$, частота обертання ведучого вала $n_1 = n_{III}$ (визначені у розділі “Силові та кінематичні параметри валів”), передаточне число передачі u_B , розраховане в розділі “Комплектування приводу”.

Вибір матеріалів для виготовлення деталей конічної передачі проводиться аналогічно рекомендаціям, наведеним у модулі 24 для прямозубих циліндричних передач: з таблиці 41 вибирається така пара конструкційних вуглецевих чи легованих сталей, щоб витримувалась різниця між твердістю шестерні та колеса **порядку 20..30 одиниць** за Брінслем на користь шестерні (див. детальні пояснення цього питання у модулі 24).

Методика визначення допустимих контактних напружень і напружень згину – повністю аналогічна послідовності, яка викладена для циліндричних передач.

Коефіцієнт безпеки для контактних напружень при нормалізації і покращанні $s_H = 1,1$; при гартуванні $s_H = 1,2..1,25$, коефіцієнт безпеки для напружень згину $s_F = 1,7$.

Розрахунок відкритої прямозубої конічної передачі



Збільшення стандартного значення зовнішнього ділительного діаметра колеса, якщо напруження більші допустимих

Рисунок 8 – Алгоритм розрахунку відкритої прямозубої конічної передачі

Границя витривалості за контактними напруженнями та витривалості за напруженнями згину визначаються на основі рекомендацій, наведених у таблиці 42.

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{0,9\sigma_{HlimB}}{s_H},$$

де σ_{HlimB} – границя витривалості за контактними напруженнями, МПа;

s_H – коефіцієнт безпеки для контактних напружень.

Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FlimB}}{s_F},$$

де σ_{FlimB} – границя витривалості за напруженнями згину, МПа;

s_F – коефіцієнт безпеки, прийнято $s_F = 1,7$.

Мінімальна кількість зубців шестерні $z_{1MIN} = 21 - 4\sqrt{u_B - 1} + 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{u_B^2}}$, приймається ближче

ціле число зубців, але для передач без зміщення – *не менше 15*. Кількість зубців колеса $z_2 = z_1 u_B$. Якщо число зубців колеса за розрахунком – неціле число, то необхідно прийняти *ближче ціле* значення.

Кут ділильного конуса колеса: $\varphi_2 = \arctg u_B$. Кут ділильного конуса шестерні: $\varphi_1 = 90 - \varphi_2$.

Еквівалентна кількість зубців z_V шестерні чи колеса розраховуються як $z_V = \frac{z}{\cos \varphi}$, де

z – фактична кількість зубців відповідно шестерні чи колеса, розрахована та прийнята вище.

Коефіцієнт форми зуба для конічних передач $Y_F = 4,3 + \frac{5,4}{z_V - 10}$, розраховується окремо для шестерні та колеса після відповідної підстановки у формулу кількості зубців для цих деталей передачі.

Як об'єкт розрахунку на згин вибирається та з деталей передачі – шестерня чи колесо, для якої відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ буде меншим. Якщо це відношення буде меншим для *шестерні*, то у наведених нижче формулах для розрахунку модуля з умови міцності на згин $Y_F = Y_{F1}$, $z = z_1$, $T = T_1$, $[\sigma_F] = [\sigma_F]_1$. У випадку, коли відношення менше для *колеса*, то відповідно – $Y_F = Y_{F2}$, $z = z_2$, $T = T_2$, $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2$.

Коефіцієнт ширини за модулем: $\psi_{bm} = (0,14..0,2) \frac{z_1}{\sin \varphi_1}$. Середній модуль зачеплення розраховується для тієї з деталей передачі, яка визначена як об'єкт розрахунку:

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2350 T Y_F K_F}{\varphi_{bm} z [\sigma_F]}}$$

де K_F – коефіцієнт навантаження на згин, попередньо $K_F = 1,5..1,7$.

Зовнішній модуль конічного зачеплення $m_e = \frac{m_m}{1 - 0,5 K_{be}}$, де K_{be} – коефіцієнт повноти,

$K_{be} = \frac{b}{R_e}$ – відношення ширини зубчатого вінця до зовнішньої конусної відстані, попередньо вибирається $K_{be} < 0,3$; для стандартних передач рекомендується $K_{be} = 0,285$.

Зовнішній ділительний діаметра колеса $d_{e2} = z_2 m_e$. Одержане значення приводиться до *ближчого більшого стандартного* з таблиці 50.

Таблиця 50 – Стандартні значення зовнішнього ділительного діаметра конічного колеса d_{e2} мм

50	56	63	71	80	90	100	125	140	160
180	200	225	250	280	315	355	400	450	500
560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600

Після вибору стандартного значення зовнішнього ділительного діаметра проводиться розрахунок зовнішнього та уточнення середнього модулів.

Зовнішній модуль $m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}$, мм, де d_{e2} – стандартне значення зовнішнього ділительного

діаметра. Уточнене значення середнього модуля $m_m = m_e (1 - 0,5 K_{be})$. *Це значення середнього модуля є остаточним на відміну від результату, одержаного вище.*

Визначаються основні розміри зубчатих коліс:

– зовнішній ділительний діаметр шестерні $d_{e1} = m_e z_1$, мм;

– середні діаметри шестерні та колеса $d_{m1} = d_{e1} (1 - 0,5 K_{be})$; $d_{m2} = d_{e2} (1 - 0,5 K_{be})$, мм (*всі розрахунки діаметрів ведуться з точністю до 0,001 мм*);

– зовнішня конусна відстань $R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$;

– ширина зубчатого вінця $b = K_{be} R_e$ мм (*одержане значення приводиться до ближчого більшого з таблиці 46*).

Коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

і коефіцієнт навантаження за напруженнями згину:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

де $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – коефіцієнти, які враховують розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коефіцієнти розподілу навантаження по ширині вінця;

K_{HV} , K_{FV} – коефіцієнти динамічності навантаження.

Коефіцієнти вибираються: $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – з таблиці 47 залежно від коллової швидкості, яка для конічних зубчатих передач – $V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000}$; $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – з таблиці 48 залежно від відносної

ширини $\psi_{bd} = b/d_{m1}$ за групою рядків, які відносяться до конічної передачі, причому коефіцієнт $K_{F\beta} = \alpha K_{H\beta}$, де коефіцієнт α вибирається з останньої колонки таблиці 48; $K_{HV} = 1$, K_{FV} – з таблиці 49 залежно від коллової швидкості, визначеної раніше для таблиці 47, *за рядком для прямозубих передач*. У випадку, якщо в якійсь клітинці таблиць стоїть прочерк, слід вибирати найбільше значущє число, котре стоїть у клітинці лівише.

Перевірка контактних напружень:

$$\sigma_H = 32500 \sqrt{\frac{K_H T_2 u}{(1 - K_{be}) K_{be} d_{e2}^3}} \leq [\sigma_H]_2, \text{ МПа.}$$

У формулу вводиться уточнене значення коефіцієнта навантаження K_H , d_{e2} – стандартне значення, яке прийнято за таблицею 50. Якщо розрахункові напруження перевищують допустимі більше, ніж на 3 %, необхідно вибирати наступні більші значення зовнішнього ділительного ді-

метра d_{e2} з таблиці 50 та повторювати розрахунок, доки умова не буде виконуватись. Встановивши остаточне значення зовнішнього діляльного діаметра, повністю перераховують модулі та всі розміри зубчатих коліс і саме їх **приймають як остаточні**, в тому числі – і для наступної перевірки на згин. Ця перевірка виконується для тієї деталі передачі, яка раніше визначена як об'єкт розрахунку середнього модуля з відповідними індексами у наступній формулі.

$$\text{Напруження згину: } \sigma_F = \frac{2350TK_F Y_F}{bzm_m^2} \leq [\sigma_F], \text{ МПа.}$$

Для використання в наступному розрахунку вала всі сили визначаються стосовно колеса.

$$\text{Колова сила } F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_{m2}}, \text{ Н; радіальна - } F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_2; \text{ осьова - } F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_2$$

(середній діаметр d_{m2} – останнє значення після перевірки контактних напружень, кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$, кут діляльного конуса шестерні φ_1 визначено на початку розрахунку).

Приклад

X.1 Початкові дані

Обертальний момент на валу шестерні: $T_1 = T_{III} = 256,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Обертальний момент на валу колеса: $T_2 = T_{IV} = 1200,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Частота обертання шестерні: $n_1 = n_{III} = 8,35 \text{ хв}^{-1}$.

Передаточне число передачі: $u = u_B = 5$.

X.2 Вибір матеріалів для виготовлення зубчатих коліс

Для виготовлення шестерні вибрано сталь 55 нормалізовану з границею міцності $\sigma_B = 660 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 390 \text{ МПа}$, мінімальною твердістю за Брінеллем $HB_1 = 185$ одиниць, для виготовлення колеса вибрано сталь 40 нормалізовану з границею міцності $\sigma_B = 580 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 340 \text{ МПа}$, мінімальною твердістю за Брінеллем $HB_2 = 154$ одиниць, що забезпечує більшу міцність шестерні.

X.3 Розрахунок допустимих напружень

X.3.1 Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{0,9\sigma_{HlimB}}{s_H},$$

де σ_{HlimB} – границя контактної витривалості, МПа;

s_H – коефіцієнт безпеки, коефіцієнт безпеки за контактними напруженнями при нормалізації і покращанні $s_H = 1,1$.

Для шестерні $\sigma_{HlimB1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 185 + 70 = 440 \text{ МПа}$,

$$[\sigma_{H1}] = \frac{0,9 \cdot 440}{1,1} = 360 \text{ МПа.}$$

Для колеса $\sigma_{HlimB2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 154 + 70 = 378 \text{ МПа}$,

$$[\sigma_{H2}] = \frac{0,9 \cdot 378}{1,1} = 309 \text{ МПа.}$$

X.3.2 Допустимі напруження згину

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FlimB}}{s_F},$$

де σ_{FlimB} – границя витривалості на згин, МПа;

s_F – коефіцієнт безпеки за напруженнями згину, прийнято $s_F = 1,7$.

Границя витривалості на згин:

– для шестерні: $\sigma_{F \lim B1} = HB_1 + 260 = 185 + 260 = 445$ МПа,

$$[\sigma_{F1}] = \frac{445}{1,7} = 262 \text{ МПа};$$

– для колеса $\sigma_{F \lim B2} = HB_2 + 260 = 154 + 260 = 414$ МПа,

$$[\sigma_{F2}] = \frac{414}{1,7} = 244 \text{ МПа}.$$

X.4 Визначення кількості зубців шестерні

Мінімальна кількість зубців шестерні:

$$z_{1 \min} = 21 - 4\sqrt{u_B - 1} + 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{u_B^2}} = 21 - 4 \cdot \sqrt{5 - 1} + 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{1200,9}{5^2}} = 34,8.$$

Прийнято ближче ціле число зубців (але не менше 15) $z_1 = 35$.

X.5 Визначення кількості зубців колеса

Кількість зубців колеса $z_2 = z_1 u_B = 35 \cdot 5 = 175$.

X.6 Визначення кутів ділільного конуса

Кут ділільного конуса колеса $\varphi_2 = \arctg u_B = \arctg 5 = 78,7$.

Кут ділільного конуса шестерні $\varphi_1 = 90 - \varphi_2 = 90 - 78,7 = 11,3^\circ$.

X.7 Розрахунок коефіцієнта форми зуба

Коефіцієнт форми зуба:

$$Y_F = 4,3 + \frac{5,4}{z_V - 10},$$

де z_V – еквівалентна кількість зубців відповідно шестерні чи колеса, $z_V = \frac{z}{\cos \varphi}$,

z – фактична кількість зубців.

$$\text{Для шестерні } z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \varphi_1} = \frac{35}{\cos 11,3} = \frac{35}{0,981} = 35,678;$$

$$Y_{F1} = 4,3 + \frac{5,4}{z_{V1} - 10} = 4,3 + \frac{5,4}{35,678 - 10} = 4,51.$$

$$\text{Для колеса } z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \varphi_2} = \frac{175}{\cos 78,7} = \frac{175}{0,197} = 888,33;$$

$$Y_{F2} = 4,3 + \frac{5,4}{z_{V2} - 10} = 4,3 + \frac{5,4}{888,33 - 10} = 4,306.$$

X.8 Вибір об'єкта розрахунку

Розрахунок на згин виконується для тієї з деталей передачі – шестерні чи колеса, для

якої відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ буде меншим.

Якщо це відношення буде меншим для шестерні, то $Y_F = Y_{F1}$; $z = z_1$; $T = T_1$; $[\sigma_F] = [\sigma_F]_1$.

У випадку, коли відношення менше для колеса, то відповідно – $Y_F = Y_{F2}$; $z = z_2$; $T = T_2$; $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2$.

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{262}{4,51} = 58,09; \quad \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{244}{4,306} = 56,67.$$

Оскільки відношення менше для колеса, то об'єктом розрахунку є колесо, $Y_F = Y_{F2} = 4,306$;
 $z = z_2 = 175$; $T = T_2 = 1200,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2 = 244 \text{ МПа}$.

X.9 Визначення коефіцієнта ширини за модулем:

$$\varphi_{bm} = (0,14..0,2) \frac{z_1}{\sin \varphi_1} = 0,15 \frac{35}{\sin 11,3} = 0,15 \frac{35}{0,196} = 26,79.$$

X.10 Розрахунок середнього модуля зачеплення:

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2350 T Y_F K_F}{\varphi_{bm} z [\sigma_F]}}$$

де K_F – коефіцієнт навантаження на згин, попередньо $K_F = 1,5..1,7$, прийнято $K_F = 1,6$.

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2350 \cdot 1200,9 \cdot 4,306 \cdot 1,6}{26,79 \cdot 175 \cdot 244}} = 2,571 \text{ мм.}$$

X.11 Визначення зовнішнього модуля:

$$m_e = \frac{m_m}{1 - 0,5 K_{be}},$$

де K_{be} – коефіцієнт повноти, $K_{be} = b / R_e$ – відношення ширини зубчатого вінця до зовнішньої конусної відстані, попередньо рекомендується $K_{be} < 0,3$; для стандартних передач рекомендується $K_{be} = 0,285$.

$$m_e = \frac{2,571}{1 - 0,5 \cdot 0,285} = 2,998 \text{ мм.}$$

X.12 Розрахунок зовнішнього ділильного діаметра колеса:

$$d_{e2} = z_2 m_e = 175 \cdot 2,998 = 524,65 \text{ мм.}$$

Одержане значення приводиться до ближчого більшого стандартного $d_{e2} = 560 \text{ мм}$.

X.13 Розрахунок зовнішнього та уточнення середнього модулів

Зовнішній модуль:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}, \text{ мм,}$$

де d_{e2} – стандартне значення зовнішнього ділильного діаметра.

$$m_e = \frac{560}{175} = 3,2 \text{ мм.}$$

Уточнене значення середнього модуля:

$$m_m = m_e (1 - 0,5 K_{be}) = 3,2 (1 - 0,5 \cdot 0,285) = 2,744 \text{ мм.}$$

X.14 Визначення основних розмірів зубчатих коліс

Зовнішній ділильний діаметр шестерні:

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3,2 \cdot 35 = 112 \text{ мм.}$$

Середні діаметри шестерні та колеса:

$$d_{m1} = d_{e1}(1 - 0,5K_{be}) = 112(1 - 0,5 \cdot 0,285) = 96,04 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = d_{e2}(1 - 0,5K_{be}) = 560(1 - 0,5 \cdot 0,285) = 480,2 \text{ мм}.$$

(Всі розрахунки діаметрів ведуться з точністю до 0,001 мм).

Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3,2 \sqrt{35^2 + 175^2} = 285,545 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого вінця:

$$b = K_{be} R_e = 0,285 \cdot 285,545 = 81,38 \text{ мм}.$$

Одержане значення приводиться до ближчого більшого стандартного значення $b = 82 \text{ мм}$.

X.15 Уточнення коефіцієнтів навантаження

Коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

і коефіцієнт навантаження за напруженнями згину:

$$K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{FV},$$

де $K_{H\alpha}$, K_{Fa} – коефіцієнти, які враховують розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коефіцієнти розподілу навантаження по ширині вінця;

K_{HV} , K_{FV} – коефіцієнти динамічності навантаження.

$$\text{Колова швидкість } V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 96,04 \cdot 8,35}{60000} = 0,042 \text{ м/с}.$$

$$\text{Діаметральний коефіцієнт відносної ширини } \psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}} = \frac{82}{96,04} = 0,854.$$

Складові коефіцієнтів навантаження:

$$K_{H\alpha} = 1,05, K_{Fa} = 1,13, K_{H\beta} = 1,45, K_{F\beta} = 1,45 \cdot 1,2 = 1,74; K_{HV} = 1, K_{FV} = 1,25.$$

$$\text{Коефіцієнти навантаження: } K_H = 1,05 \cdot 1,45 \cdot 1 = 1,522; K_F = 1,13 \cdot 1,74 \cdot 1,25 = 2,458.$$

X.16 Перевірка контактних напружень:

$$\sigma_H = 32500 \sqrt{\frac{K_H T_2 u_B}{(1 - K_{be}) K_{be} d_{e2}^3}} \leq [\sigma_H]_2 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_H = 32500 \sqrt{\frac{1,522 \cdot 1200,9 \cdot 5}{(1 - 0,285) \cdot 0,285 \cdot 560^3}} = 519,36 > [\sigma_H]_2 = 309 \text{ МПа}.$$

Оскільки контактні напруження перевищують допустимі зовнішній дільний діаметр збільшено до $d_{e2} = 800 \text{ мм}$. Тоді контактні напруження:

$$\sigma_H = 32500 \sqrt{\frac{1,522 \cdot 1200,9 \cdot 5}{(1 - 0,285) \cdot 0,285 \cdot 800^3}} = 304,17 < [\sigma_H]_2 = 309 \text{ МПа}.$$

У результаті зміни зовнішнього дільного діаметра необхідно розрахувати розміри конічної зубчатої передачі.

Зовнішній модуль:

$$m_e = \frac{800}{175} = 4,571 \text{ мм}.$$

Уточнене значення середнього модуля:

$$m_m = 4,571(1 - 0,5 \cdot 0,285) = 3,92 \text{ мм.}$$

Зовнішній ділительний діаметр шестерні:

$$d_{e1} = 4,571 \cdot 35 = 159,9 \text{ мм.}$$

Середні діаметри шестерні та колеса:

$$d_{m1} = 159,9(1 - 0,5 \cdot 0,285) = 137,144 \text{ мм.}$$

$$d_{m2} = 800(1 - 0,5 \cdot 0,285) = 686 \text{ мм.}$$

Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5 \cdot 4,571 \sqrt{35^2 + 175^2} = 407,883 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого вінця:

$$b = K_{be} R_e = 0,285 \cdot 407,883 = 116,247 \text{ мм.}$$

Одержане значення приводиться до ближчого більшого стандартного значення $b = 118 \text{ мм}$.

Якби умова міцності за контактними напруженнями виконувалась би зразу, то ніяких перерахунків розмірів передачі робити не було б необхідності.

X.17 Перевірка напружень згину

Перевірка напружень згину виконується для тієї деталі передачі, яка була вибрана як об'єкт розрахунку при визначенні середнього модуля.

$$\text{Напруження згину: } \sigma_F = \frac{2350TK_F Y_F}{bzm_m^2} \leq [\sigma_F], \text{ МПа.}$$

$$\sigma_F = \frac{2350 \cdot 1200,9 \cdot 2,458 \cdot 4,306}{118 \cdot 175 \cdot 3,92^2} = 94,133 < [\sigma_F]_2 = 244 \text{ МПа.}$$

X.18 Визначення сил в зачепленні

Для використання в наступному розрахунку вала всі сили визначаються стосовно колеса.

$$\text{Колова сила: } F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_{m2}} = \frac{2000 \cdot 1200,9}{686} = 3501 \text{ Н.}$$

$$\text{Радіальна сила: } F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_2 = 3501 \cdot 0,364 \cdot 0,197 = 251,05 \text{ Н.}$$

$$\text{Осьова сила: } F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_2 = 3501 \cdot 0,364 \cdot 0,98 = 1249 \text{ Н.}$$

Х ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВІДНОГО ВАЛА

Модуль 27

Для проектування приводного вала як початкові дані використовуються: обертальний момент на приводному валу $T = T_{IV}$ (визначено в розділі “Силові та кінематичні параметри валів”), сили в зубчатій передачі F_t, F_r, F_a (розділ “Розрахунок відкритої ... зубчатої передачі”, в прямозубій циліндричній передачі сила F_a відсутня) та сили натягу тягового органа в точках набігання та збігання з ведучого елемента F_H і F_1 (розділ “Тяговий розрахунок конвеєра” для *групи спеціальностей Т* або розділ “Завдання та початкові дані” для *груп спеціальностей М і Г*).

Для виготовлення валів використовуються матеріали, характеристики яких наведені в таблиці 41. При цьому слід мати на увазі, що вали можуть виготовлятися з середньовуглецевих конструкційних сталей (сталі, позначення яких складається тільки з цифр, причому число в позначенні – не менше 40) або з легованих сталей (сталі, позначені якою-завгодно комбінацією чисел та букв).

Допустимі напруження кручення для розрахунку валів визначаються залежно від границі міцності $[\tau_K] = (0,03..0,04)\sigma_B$.

Розрахункова схема вала складається на основі таблиці 51. За цією таблицею схеми навантаження вала вибираються залежно від назви конвеєра та виду відкритої зубчатої передачі для *груп спеціальностей Т* та *М* або типу приводу та виду відкритої зубчатої передачі для *груп спеціальностей Г*. Сили в передачі F_t, F_r, F_a визначені в розділі “Розрахунок відкритої ... зубчатої передачі”, для косозубої циліндричної плече дії осьової сили F_a дорівнює радіусу колеса $0,5d_2$, це саме плече для конічної – половині середнього ділильного діаметра колеса $0,5d_{m2}$, які визначені в розділі “Розрахунок відкритої ... зубчатої передачі”. Схема сил в таблиці 51 наведена у вигляді аксонометричного рисунка, при цьому умовно вертикальна площина проходить через осі Y і Z , а горизонтальна – через осі X і Z .

Діаметр вихідного кінця вала визначається з умови міцності на кручення

$$d_B = 10 \sqrt[3]{\frac{T_B}{0,2[\tau_K]}}, \text{ мм, результат приводиться, як правило, до ближчого більшого значення з}$$

таблиці 46. Тільки при незначному перевищенні певного значення з таблиці 46 на 0,2–0,3 мм дозволяється приводити до ближчого меншого. Всі лінійні розміри, в тому числі – розміри валів в осьовому напрямку, *окрім діаметрів вала під підшипники*, приводяться до ближчих більших з таблиці 46. Аналогічно попередньому, якщо розміри вала в осьовому напрямку перевищують певне табличне значення на 1–2 мм дозволяється приводити їх до ближчого меншого. Слід також мати на увазі, що у випадку, коли в таблиці 46 відсутні необхідні розміри (як правило, розрахункові значення перевищують максимальні в таблиці 46), то подальші потрібні числа можуть бути одержані шляхом множення відповідних табличних на число десять.

Розміри вала в осьовому напрямку розраховуються:

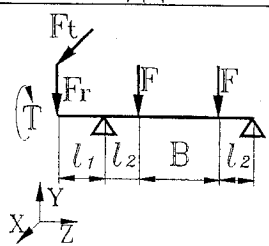
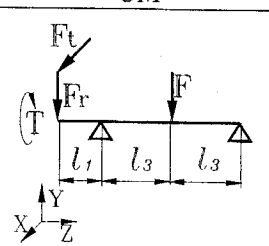
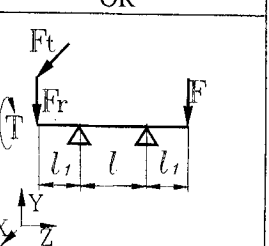
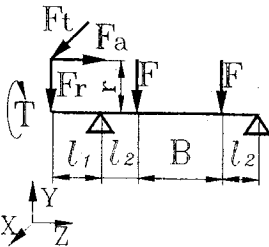
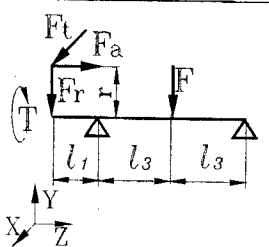
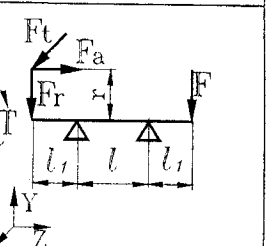
$$- \text{довжина зовнішньої консолі: } l_1 = 2,5d_B - 0,005d_B^2;$$

- відстань від середини опори до точки прикладення сил, які діють на вал всередині прогону (для двоцепних та стрічкових конвеєрів – *групи спеціальностей Т* та *М* або двоцепних приводів – *група спеціальностей Г*) $l_2 = 3d_B - 0,005d_B^2$;

- відстань від середини опори до середини прогону одноцепних конвеєрів (*групи спеціальностей Т* та *М*) або одноцепні міжопорні приводи (*група спеціальностей Г*) $l_3 = l_2 + 0,5B$, де B – ширина стрічки, настилу, довжина вантажонесучого органа, відстань між зірочками, які визначені в розділі “Проектування вантажонесучого органа” (*групи спеціальностей Т*), відстань між зірочками, яка задані в розділі “Завдання та початкові дані” (*групи*

спеціальностей M та Γ); розмір прогону балки для двоконсольних валів, схеми яких відповідають правій колонці в таблиці 51 – $l = (1,5..2) l_1$.

Таблиця 51 – Розрахункові схеми валів

Вид зубчатої передачі	Тип конвеєра (для груп спеціальностей M і Γ)		
	ВД, КД, ПБ, ПД, ПН, СВ, СГ, СЖ, СР, СС, ЦН, ЦР	ВВ, ВП, ПО, СП, СЦ, ЦВ	ВО, КО, ПВ, ПШ, ЦО
	Тип приводу (для групи спеціальностей Γ)		
	ДЦ	ОМ	ОК
Прямозуба циліндрична			
Косозуба циліндрична та прямозуба конічна			
Лінійні розміри схеми	$l_1 = 2,5d_B - 0,005d_B^2$; $l_2 = 3d_B - 0,005d_B^2$; $l_3 = l_2 + 0,5B$, $l = (1,5..2)l_1$, де розмір B – ширина стрічки, настилу, довжина вантажонесучого органа, відстань між зірочками, які визначені в розділі “Проектування вантажонесучого органа” (для групи спеціальностей T) або відстань між зірочками, яка задана в розділі “Завдання та початкові дані” (для груп спеціальностей M і Γ); для косозубої циліндричної передачі плече дії осьової сили $F_a - r = 0,5d_2$, для прямозубої конічної $r = 0,5d_{m2}$ (діаметри d_2, d_{m2} , сили F_t, F_r, F_a визначені в розділі “Розрахунок відкритої ... зубчатої передачі”		
Колонка в таблиці 52	1	2	3

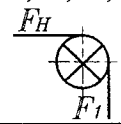
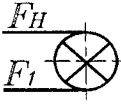
Сила, яка діє на приводний вал від натягу тягового органа F , визначається за формулами, які наведені в таблиці 52 залежно від назви конвеєра для груп спеціальностей T та M або типу приводу для групи спеціальностей Γ .

За тими самими критеріями схеми діаметрів валів вибираються з таблиці 53. Всі ділянки на валу ступінчатої конструкції умовно розділяються на посадочні та проміжні. Найменший з них – діаметр вихідного кінця валу d_B визначено вище з умови міцності на кручення. Далі всі інші діаметри визначаються за наступними правилами:

- при переході від посадочної ділянки з меншим діаметром d_M до проміжної ділянки з більшим діаметром d_B цей діаметр визначається $d_B = (1,05..1,2) d_M \approx 1,1 d_M$;
- при переході від проміжної ділянки з меншим діаметром d_M до посадочної ділянки з більшим діаметром d_B цей діаметр визначається з умови $d_B > d_M$.

Всі діаметри валів, крім діаметрів посадочних ділянок під підшипники d_{II} , приводяться до ближчих більших значень з таблиці 46, діаметри посадочних ділянок під підшипники d_{II} при значеннях цього діаметра 20 мм і більше приводяться до більших значень, які кратні п'яти.

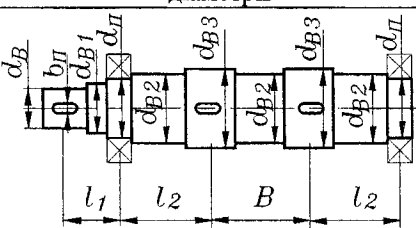
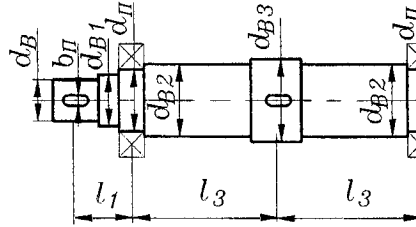
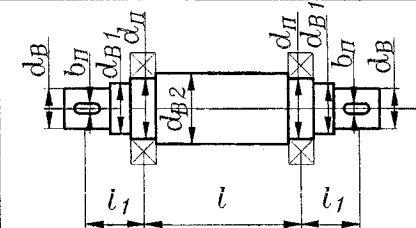
Таблиця 52 – Визначення сил, які діють на вал від натягу тягового органа

Колонка в таблиці 51	1	2	3
Навантаження для кута обхвату ведучого елемента, що дорівнює 90° (схеми трас для групи спеціальностей Т – 14, 25, 30, 44, 50, 51) 	$F = 0,5\sqrt{F_H^2 + F_1^2}$	$F = \sqrt{F_H^2 + F_1^2}$	Натяги тягового органа в точках набігання F_H та збігання з ведучого елемента F_1 для напрямку спеціальностей Т визначено в розділі “Тяговий розрахунок конвеєра”
Кут обхвату ведучого елемента 180° (для групи спеціальностей Т – всі інші схеми трас, крім вказаних вище; груп спеціальностей М і Г – всі завдання) 	$F = 0,5(F_H + F_1)$	$F = (F_H + F_1)$	

Перевірочний розрахунок вала на витривалість ведеться з позицій сумісної дії напружень згину та кручення. Тому він починається з визначення моментів згину та кручення для всіх характерних перетинів вала, а також реакцій в опорах.

Загальна послідовність виконання цієї частини проекту зводиться до наступного. Будується розрахункова схема вала, аналогічна вибраній з таблиці 53, від характерних точок вала – кінців балки, її опор, точок прикладення сил тощо – проводяться лінії для побудови схем сил на окремі площини та епюр моментів.

Таблиця 53 – Схеми діаметрів валів

Тип приводу	Конвеєр	Схема діаметрів	Визначення величин діаметрів
ДЦ	ВД, КД, ПБ, ПД, ПН, СВ, СГ, СЖ, СР, СС, ЦН, ЦР		d_B – визначено вище з умови міцності на кручення, $d_{B1} = (1,05..1,2) d_B \approx 1,1 d_B$, приводиться до ближчого більшого з таблиці 46, $d_{П} > d_{B1}$, приводиться до значення, яке кратне п'яти (при $d_{П} \geq 20$ мм), $d_{B2} = (1,05..1,2) d_{П} \approx 1,1 d_{П}$, $d_{B3} > d_{B2}$, діаметри d_{B3} і d_{B2} приводяться до ближчого більшого з таблиці 46
ОМ	ВВ, ВП, ПО, СП, СЦ, ЦВ		
ОК	ВО, КО, ПВ, ПШ, ЦО		

Розглядаються схеми дії сил на окремі площини – вертикальну та горизонтальну, ліва опора умовно позначається буквою A , права – B . Складається рівняння суми моментів всіх сил в заданій площині відносно опори $A - \Sigma M_A = 0$, з якого *точно (до 0,001 Н)* визначається складова реакції в заданій площині для опори B . Потім за допомогою рівняння суми моментів всіх сил в заданій площині відносно опори $B - \Sigma M_B = 0$ з *аналогічною точністю* визначається складова реакції в заданій площині для опори A . Нарешті, з рівняння суми проєкцій сил на вісь, яка перпендикулярна осі вала, у вертикальній ΣV або горизонтальній площині ΣH , виконується перевірка правильності визначення складових реакцій, котрі в рівняння повинні *підставлятися точно* (при заокруглюванні перевірка може не виконуватись). Для кожного характерного перерізу вала в обох площинах складається рівняння суми моментів всіх сил та визначається момент згину. Сумарний момент є геометричною сумою складових моментів згину в двох площинах.

Умовно з метою спрощення методики складання рівнянь приймається правило знаків додатного моменту: для лівої опори – за годинниковою стрілкою, для правої – проти годинникової стрілки. Знак сили додатний, коли сила на епюрі діє ввєрх. Обертальний момент, який дорівнює моменту T_{IV} , діє з лівого кінця вала до точки прикладення сили F . Якщо таких сил дві, то від лівого кінця вала до лівої сили F діє повний момент, на ділянці між силами F – половина моменту T_{IV} .

Сумарні моменти в характерних точках:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2},$$

де M_x, M_y – моменти згину у вертикальній та горизонтальній площинах відповідно.

Визначення коефіцієнтів запасу міцності проводиться для перерізів, в яких можлива концентрація напружень та в яких *одночасно діють моменти згину і обертальний*. Для валів, які реально зустрічаються в цій роботі, перерізами – об'єктами розрахунку на витривалість – можуть бути ділянки під підшипниками з діаметром вала d_{II} , а також ділянки вала, призначені для встановлення ступиць ведучих елементів з діаметром d_{B3} . Якщо в перерізі з діаметром вала d_{II} діє найбільший сумарний момент M , то цей переріз є єдиним об'єктом для розрахунку на витривалість. Якщо ж в перерізі з діаметром d_{B3} діє найбільший сумарний момент, то розрахунок виконується для двох перерізів: з діаметрами d_{II} та d_{B3} .

Коефіцієнт запасу міцності:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] = 1,3..3,0,$$

$$\text{де } s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_{\Sigma\sigma}} \sigma_A}, \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_{\Sigma\tau}} \tau_A + \varphi \tau_M},$$

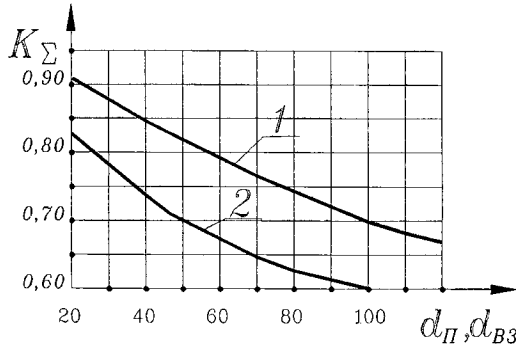
σ_{-1}, τ_{-1} – границі витривалості при згині та крученні;

K_σ, K_τ – ефективні коефіцієнти концентрації, які вибираються з таблиці 54;

$K_{\Sigma\sigma}, K_{\Sigma\tau}$ – масштабні фактори, які враховують реальні розміри діаметрів вала, при згині та крученні відповідно, визначаються за рисунком 9;

σ_A, τ_A, τ_M – відповідно амплітуди нормальних і дотичних напружень та середнє значення дотичних напружень;

φ – коефіцієнт чутливості матеріалу, з якого виготовлено вал, до асиметрії напружень, для вуглецевих сталей (сталі, позначення яких складається тільки з чисел) $\varphi = 0,1$, для легированих сталей (в позначення входять не тільки числа, але й букви) $\varphi = 0,15$.



1 – $K_{\Sigma\sigma}$ для вуглецевих сталей, 2 – $K_{\Sigma\sigma}$ для легированих сталей та $K_{\Sigma\tau}$ для всіх сталей
Рисунок 9 – Масштабні фактори

Таблиця 54 – Ефективні коефіцієнти концентрації

Назва концентратора	Ескіз	Коефіцієнт концентрації				Момент опору	
		K_{σ}		K_{τ}		осьовий W	полярний W_p
		$\sigma_B < 700 \text{ МПа}$	$\sigma_B > 700 \text{ МПа}$	$\sigma_B < 700 \text{ МПа}$	$\sigma_B > 700 \text{ МПа}$		
Зміна діаметра		1,85	2	1,4	1,53	$\frac{\pi d_{II}^3}{32}$	$\frac{\pi d_{II}^3}{16}$
Паз для шпонки		1,75	2	1,5	1,9	$\frac{\pi d_{B3}^3}{32} - \frac{b_{II} t (d_{B3} - t)^2}{2 d_{B3}}$	$\frac{\pi d_{B3}^3}{16} - \frac{b_{II} t (d_{B3} - t)^2}{2 d_{B3}}$

Розміри шпонкових пазів, які необхідні для розрахунку моментів опору вибираються з таблиці 55.

Таблиця 55 – Розміри шпонкових пазів, мм

Діаметр	Від	6	9	11	13	18	23
		До включно	8	10	12	17	22
	b_{II}	2	3	4	5	6	8
	t	1,2	1,8	2,5	3	3,5	4

Продовження таблиці 55

Діаметр	Від	31	39	45	51	59	66
		До включно	38	44	50	58	65
	b_{II}	10	12	14	16	18	20
	t	5	5	5,5	6	7	7,5

Продовження таблиці 55

Діаметр	Від	76	86	96	111	131	151
		До включно	85	95	110	130	150
	b_{II}	22	25	28	32	36	40
	t	9	9	10	11	12	13

Границі витривалості визначаються для: вуглецевих сталей – $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_B$, легированих – $\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_B + (70..120)$, МПа, всіх сталей – $\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1}$ (границя міцності σ_B визначена при виборі матеріалу на початку цього модуля).

Амплітуди нормальних і дотичних напружень та середнє значення дотичних напружень:

$$\sigma_A = \frac{M}{W}; \quad \tau_A = \tau_M = \frac{500T}{W_P},$$

де M, T – моменти згину та обертальний, що діють в перерізі, для якого визначається коефіцієнт запасу міцності.

Осьовий і полярний моменти опору розраховуються за таблицею 54.

Примітка. *Всі шпонкові пази на валу мають однакові розміри і вибираються за найменшим діаметром вихідного кінця вала d_B .* Розміри шпонкового з'єднання, які будуть необхідні для рисунку 47 (див. модулі 32–34 “Графічна частина проекту”), вибираються за таблицями стандартних розмірів в довідниках, або визначаються за наближеними формулами: глибина врізання у вал $t = 0,61h$, глибина врізання у ступицю $t_2 = 0,42h$, висота виступу шпонки з вала $t_1 = 0,39h$.

Якщо згідно з умовами, викладеними раніше, перевірочний розрахунок на витривалість повинен виконуватись для двох перерізів, то потрібно у тій самій послідовності повторити розрахунок з вибором необхідних параметрів для другого перерізу (наприклад, з діаметром d_{B3}). При цьому, якщо коефіцієнт запасу більший 1,3, то гарантується тільки міцність, коли ж розрахункове значення перевищує 2,5, то забезпечується не тільки міцність, але й жорсткість.

Приклад (як вихідні дані прийняті параметри, розраховані в прикладі для відкритої косозубої передачі, привод – двоцепний).

X.1 Початкові дані

Обертальний момент на приводному валу $T = T_{IV} = 1200,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

X.2 Вибір матеріалу для виготовлення вала та розрахунок допустимих напружень

Для виготовлення вала вибрана сталь 50 нормалізована з границею міцності $\sigma_B = 640 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 380 \text{ МПа}$, мінімальною твердістю $HВ 180$.

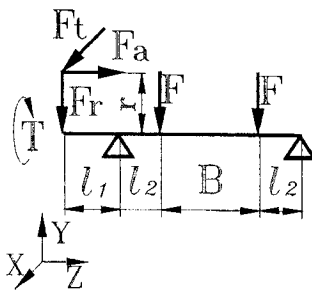


Рисунок X.1 – Розрахункова схема вала

Допустимі напруження кручення:

$$[\tau_K] = (0,03..0,04)\sigma_B = 0,035 \cdot 640 = 22,4 \text{ МПа}.$$

X.3 Розрахункова схема вала

X.3.1 Схема навантаження вала

Розрахункова схема вала показана на рисунку X.1 На вал діють: обертальний момент $T = T_{IV} = 1200,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$; сили в зачепленні $F_t = 6149 \text{ Н}$, $F_r = 2303 \text{ Н}$, $F_a = 1488 \text{ Н}$; сили від натягу тягового органа в точці набігання на ведучий елемент приводу $F_H = 3800 \text{ Н}$, в точці збігання $F_1 = 1200 \text{ Н}$.

Сила від натягу тягового органа, яка діє на приводний вал:

$$F = 0,5(F_H + F_1) = 0,5(3800 + 1200) = 2500 \text{ Н}.$$

Розрахунок діаметра вихідного кінця вала

Діаметр вихідного кінця вала:

$$d_B = 10 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_K]}} = 10 \sqrt[3]{\frac{1200,9}{0,2 \cdot 22,4}} = 64,47 \text{ мм, прийнято } d_B = 65 \text{ мм.}$$

Х.3.2 Лінійні розміри вала:

$$l_1 = 2,5 d_B - 0,005 d_B^2 = 2,5 \cdot 65 - 0,005 \cdot 65^2 = 141,38 \text{ мм, прийнято стандартне значення } l_1 = 145 \text{ мм.}$$

$$l_2 = 3 d_B - 0,005 d_B^2 = 3 \cdot 65 - 0,005 \cdot 65^2 = 173,88 \text{ мм, прийнято стандартне значення } l_2 = 175 \text{ мм.}$$

Згідно з завданням (для групи спеціальностей Т – згідно з розділом “Проектування вантажо-несучого органа”) $B = 1020 \text{ мм}$, згідно з розділом... (вказати номер розділу “Розрахунок відкритої ... зубчатої передачі” в поточному документі) $r = 0,5d_2 = 0,5 \cdot 416,667 = 208 \text{ мм}$.

Х.4 Схема діаметрів вала

Схема діаметрів показана на рисунку Х.2.

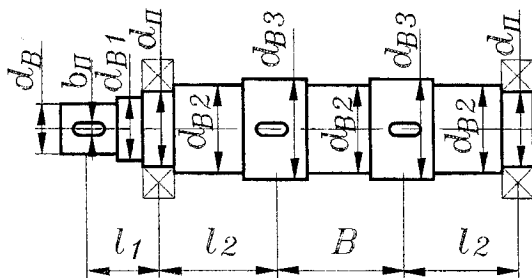


Рисунок Х.2 – Схема діаметрів вала

Проектування діаметрів вала

Діаметр вихідного кінця вала $d_B = 65 \text{ мм}$. Діаметр першого переходу між вихідним кінцем та посадочним місцем під підшипник: $d_{B1} = 1,1d_B = 1,1 \cdot 65 = 71,5 \text{ мм}$, прийнято $d_{B1} = 73 \text{ мм}$. Діаметр вала під підшипник: $d_П > d_{B1}$, $d_П = 75 \text{ мм}$. Діаметр переходу між посадочними місцями під підшипник та під приводну зірочку: $d_{B2} = 1,1d_П = 1,1 \cdot 75 = 82,5 \text{ мм}$, прийнято $d_{B2} = 84 \text{ мм}$. $d_{B3} > d_{B2}$, прийнято $d_{B3} = 85 \text{ мм}$.

Х.5 Перевірочний розрахунок вала на витривалість

Х.5.1 Розрахунок реакцій та еюри моментів

Еюри моментів показані на рисунку Х.3.

Вертикальна площина V:

$$\begin{aligned} \sum M_{AY} &= F_a r - F_r l_1 + F l_2 + F(l_2 + B) - F_{BY}(2l_2 + B) = 0. \\ F_{BY} \frac{F_a r - F_r l_1 + F(2l_2 + B)}{2l_2 + B} &= \frac{1488 \cdot 208 + 2303 \cdot 145 + 2500(2 \cdot 175 + 1020)}{2 \cdot 175 + 1020} = 2472,167 \text{ Н.} \\ \sum M_{BY} &= -F_a r + F_r(l_1 + 2l_2 + B) - F_{AY}(2l_2 + B) + F(B + l_2) + F l_2 = 0. \\ F_{AY} &= \frac{F(B + 2l_2) + F_r(l_1 + 2l_2 + B) - F_a r}{2l_2 + B} = \\ &= \frac{2500(1020 + 2 \cdot 175) + 1488 \cdot 208}{2 \cdot 175 + 1020} + \frac{2303(145 + 2 \cdot 175 + 1020)}{2 \cdot 175 + 1020} = 5010,833 \text{ Н.} \\ \sum V &= -F_r + F_{AY} - 2F + F_{BY} = 2472 - 2303 - 2 \cdot 2500 + 5011 = 0. \end{aligned}$$

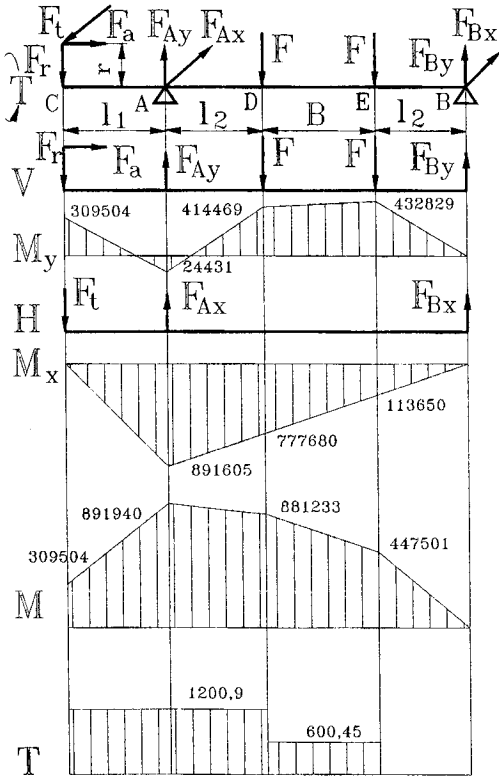


Рисунок X.3 – Епюри моментів

Таким чином, складові реакції у вертикальній площині визначені правильно.

Значення моментів згину в характерних точках:

$$M_{CY} = F_a r = 1488 \cdot 208 = 309504 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

$$M_{AY} = F_a r - F_r l_1 = 1488 \cdot 208 - 2303 \cdot 145 = -24431 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

$$\begin{aligned} M_{DY} &= F_a r - F_r(l_1 + l_2) + F_{AY} l_2 = \\ &= 1488 \cdot 208 - 2303(145 + 175) + \\ &+ 5011 \cdot 175 = 414469 \text{ Н}\cdot\text{мм.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{EY} &= F_a r - F_r(l_1 + l_2 + B) + F_{AY}(l_2 + B) - FB = \\ &= 1488 \cdot 208 - 2303(145 + 175 + 1020) + \\ &+ 5011(175 + 1020) - 2500 \cdot 1020 = 432829 \text{ Н}\cdot\text{мм.} \end{aligned}$$

Горизонтальна площина H:

$$\sum M_{AX} = -F_l l_1 - F_{BX}(2l_2 + B) = 0,$$

$$F_{BX} = \frac{-F_l l_1}{2l_2 + B} = \frac{-6149 \cdot 145}{1370} = -650,807 \text{ Н.}$$

Таким чином, складова реакції F_{BX} направлена фактично вниз.

$$\sum M_{BX} = F_l(l_1 + 2l_2 + B) - F_{AX}(2l_2 + B) = 0.$$

$$F_{AX} = \frac{F_l(l_1 + 2l_2 + B)}{2l_2 + B} = \frac{6149(145 + 2 \cdot 175 + 1020)}{1370} = 6799,807 \text{ Н.}$$

$$\sum H = -F_l + F_{AX} - F_{BX} = -651 + 6800 - 6149 = 0.$$

Складові реакції у горизонтальній площині визначені правильно.

Моменти згину в горизонтальній площині в характерних точках:

$$M_{CX} = 0; \quad M_{AX} = -F_l l_1 = 6149 \cdot 145 = -891605 \text{ Н}\cdot\text{мм;}$$

$$M_{DX} = -F_l(l_1 + l_2) + F_{AX} l_2 = -6149(145 + 175) + 6800 \cdot 175 = -777680 \text{ Н}\cdot\text{мм;}$$

$$M_{EX} = -F_l(l_1 + l_2 + B) + F_{AX}(l_2 + B) = -6149(145 + 175 + 1020) + 6800(175 + 1020) = -113660 \text{ Н}\cdot\text{мм;}$$

$$M_{BX} = 0.$$

Сумарні моменти в характерних точках:

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2},$$

де M_X, M_Y – моменти згину відповідно у вертикальній та горизонтальній площинах.

$$M_C = 309504 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

$$M_A = \sqrt{24431^2 + 891605^2} = 891940 \text{ Н}\cdot\text{мм;}$$

$$M_D = \sqrt{414469^2 + 777680^2} = 881233 \text{ Н}\cdot\text{мм;}$$

$$M_E = \sqrt{432829^2 + 113650^2} = 447501 \text{ Н}\cdot\text{мм;}$$

$$M_B = 0.$$

Х.5.2 Визначення коефіцієнтів запасу міцності

Розрахунок коефіцієнта запасу міцності проводиться для перерізів, в яких можлива концентрація напружень та в яких одночасно діють моменти згину і обертальний. Для схеми на рисунку Х.3 таким перерізом є ділянка вала під лівою опорою А.

Коефіцієнт запасу міцності:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] = 1,3..3; \quad s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_{\Sigma\sigma}} \sigma_A}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_{\Sigma\tau}} \tau_A + \varphi \tau_M},$$

де σ_{-1}, τ_{-1} – границі витривалості при згині та крученні;

K_σ, K_τ – ефективні коефіцієнти концентрації;

$K_{\Sigma\sigma}, K_{\Sigma\tau}$ – масштабні фактори, які враховують реальні розміри діаметрів вала, при згині та крученні відповідно;

σ_A, τ_A, τ_M – відповідно амплітуди нормальних і дотичних напружень та середнє значення дотичних напружень;

φ – коефіцієнт чутливості матеріалу, з якого виготовлено вал, до асиметрії напружень.

Для вуглецевої сталі та концентратора напружень типу зміни діаметра при $\sigma_B < 700$ МПа прийнято $K_\sigma = 1,85, K_\tau = 1,4; \varphi = 0,1$; при $d_{II} = 75$ мм $K_{\Sigma\sigma} = 0,75; K_{\Sigma\tau} = 0,64$.

Для вуглецевої сталі при $\sigma_B = 640$ МПа границі витривалості:

$$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_B = 0,43 \cdot 640 = 275,2 \text{ МПа}; \quad \tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 275,2 = 159,6 \text{ МПа}.$$

Амплітуди нормальних і дотичних напружень та середнє значення дотичних напружень:

$$\sigma_A = \frac{M}{W}; \quad \tau_A = \tau_M = \frac{500T}{W_P},$$

де M, T – моменти згину та обертальний, що діють в перерізі, для якого визначається коефіцієнт запасу міцності, $M = 891940$ Н·мм, $T = 1200,9$ Н·м.

W, W_P – осьовий та полярний моменти опору.

$$W = \frac{\pi d_{II}^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 75^3}{32} = 41400 \text{ мм}^3; \quad W_P = \frac{\pi d_{II}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 75^3}{16} = 82800 \text{ мм}^3.$$

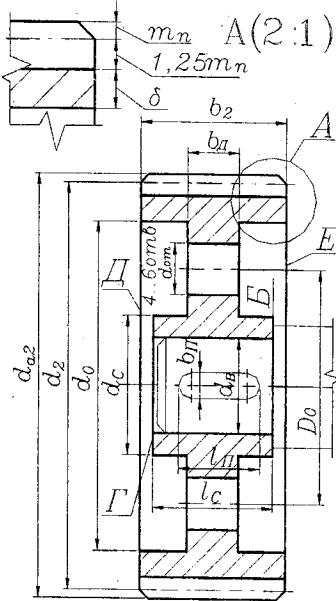
$$\sigma_A = \frac{891940}{41400} = 21,54 \text{ МПа}; \quad \tau_A = \tau_M = \frac{500 \cdot 1200,9}{82800} = 7,25 \text{ МПа}.$$

$$s_\sigma = \frac{275,2}{\frac{1,85}{0,75} 21,54} = 5,18; \quad s_\tau = \frac{159,6}{\frac{1,4}{0,64} 7,25 + 0,1 \cdot 7,25} = 8,5;$$

$$s = \frac{5,18 \cdot 8,5}{\sqrt{5,18^2 + 8,5^2}} = 4,42 > [s] = 2,5..4, \text{ що гарантує міцність та жорсткість вала}.$$

X ПРОЕКТУВАННЯ КОЛЕСА ВІДКРИТОЇ ЗУБЧАТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Модуль 28



**Рисунок 10 – Схема
циліндричного зубчатого колеса**

Загальні принципи проектування циліндричного та конічного зубчатих коліс демонструються схемами на рисунках 10 та 11 відповідно.

Для циліндричного зубчатого колеса (рисунок 10) попередньо визначені у розділі “Розрахунок відкритої ... зубчатої передачі” такі розміри: дільний діаметр d_2 , діаметр кола вершин d_{a2} , ширина колеса b_2 , стандартне значення нормального модуля зачеплення m_n ; вище в розділі “Проектування приводного вала” – діаметр вихідного кінця вала d_B , ширина шпонкового паза b_n (вибрана з таблиці 55 за діаметром вала d_B).

Довжина ступиці $l_C = (1..1,5)d_B$. Якщо визначена в розділі “Розрахунок відкритої ... зубчатої передачі” ширина колеса b_2 знаходиться в середині діапазону значень довжини ступиці, розрахованого за цією формулою, то довжина ступиці приймається рівною ширині колеса. Коли ж ширина колеса менше меншого або більша більшого значень, то довжина ступиці приймається відповідно за меншим або за більшим значенням діапазону з приведенням результату до стандартного ряду лінійних розмірів (табл. 46).

Діаметр ступиці $d_C = 1,5 d_B + 10$ мм. Ширина пояска

$\delta = (2,5..4)m_n + 2$ мм. Для конічної зубчатої передачі формула розрахунку діаметра ступиці має вигляд $\delta = (2,5..4)m_e + 2$ мм. Діаметр виточки $d_0 = d_{f2} - 2\delta$. При співвідношенні $\frac{d_0}{d_C} \geq 2$ формується диск між ступицею та вінцем, товщина якого $b_D = (0,25..0,35)d_B \geq 8$ мм.

Діаметр кола отворів $D_0 = 0,5(d_0 + d_C)$.

Діаметр отворів $d_{om} = (0,25..0,3)(d_0 - d_C)$ мм. У випадку, коли співвідношення *менше двох*, диск не створюється, тобто ступиця по площинах E і Д (рисунок 10) переходить у вінець, товщина диска та діаметри кола отворів і самих отворів не визначаються.

Всі нові значення розмірів зубчатого циліндричного колеса приводяться до ближчих стандартних з таблиці 46.

Конструювання зубчатого колеса починається з побудови контуру, обмеженого шириною колеса b_2 та діаметром кола вершин d_{a2} , розмір фасок приблизно дорівнює модулю зачеплення m_n . Якщо довжина ступиці l_C за розрахунком (див. вище) менша за ширину колеса, то ступиця розташовується симетрично до ширини колеса, але відстань між площинами B та E не повинна перевищувати 10..15 мм. При довжині ступиці більшій за ширину колеса зовнішній торець ступиці Г збігається з площиною колеса Д, а площина B виступає вправо за площину E на величину, яка якраз і дорівнює різниці довжини ступиці та ширини колеса. У випадку, коли за розрахунками необхідно сформувати диск, його розташовують симетрично до зубчатого вінця, коли ж потреби в диску немає, диск не створюється, тобто ступиця по площинах E і Д переходить у вінець. Довжина посадочної ділянки вала діаметром d_B повинна бути на 1..2 мм

вінця, коли ж потреби в диску немає, диск не створюється, тобто ступиця по площинах E і D переходить у вінець. Довжина посадочної ділянки вала діаметром d_B повинна бути на 1..2 мм коротшою за довжину ступиці, щоб забезпечити надійну фіксацію ступиці на валу в осьовому напрямку.

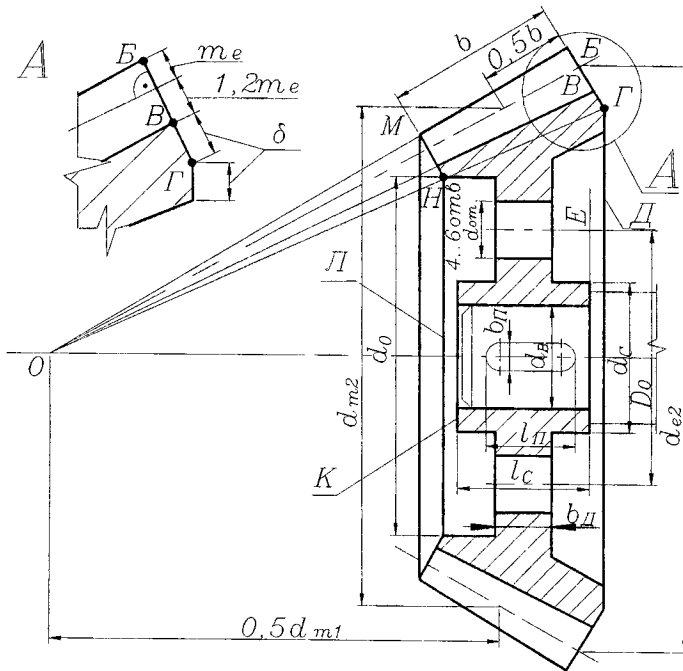


Рисунок 11 – Схема побудови конічного зубчатого колеса

Конічне зубчате колесо схематично показано на рисунку 11. Попередньо для нього в розділі “Розрахунок відкритої ... зубчатої передачі” визначені розміри: зовнішній ділильний діаметр d_{e2} , середній ділильний діаметр d_{m2} , ширина зубчатого вінця b , зовнішній m_e та середній m_m модулі зачеплення, кут ділильного конуса колеса φ_2 ; вище в розділі “Проектування приводного вала” – діаметр вихідного кінця вала d_B , ширина шпонкового паза b_L (вибрана з таблиці 55 за діаметром вала d_B).

Довжина, діаметр ступиці, ширина пояска визначаються за формулами, наведеними для циліндричних зубчатих коліс (див. вище).

Діаметр виточки визначається $d_0 = d_{e2} - 2b \sin \varphi_2 - (2,4m_e(1 - K_{be}) + 2\delta) \cos \varphi_2$. Вирішення питання про необхідність формування диска, визначення розмірів товщини диска, діаметрів кола отворів та самих отворів – аналогічно циліндричному колесу. **Всі нові значення розмірів зубчатого конічного колеса приводяться до ближчих стандартних з таблиці 46.**

Конструювання конічного колеса (рисунок 11) починається від довільно вибраної точки O на осі вала. Її положення вибирається вліво на відстані середнього радіуса шестерні, який дорівнює $0,5d_{m1}$, від того місця, де в майбутньому буде знаходитись середина колеса. Від точки O вправо відкладається $0,5d_{m1}$ і через одержану точку проводиться перпендикуляр до осі вала, на якому відкладається середній ділильний діаметр d_{m2} симетрично осі вала (по $0,5d_{m2}$ вверх і вниз). Таким чином будуть отримані дві точки середини зубчатого вінця. Сполучивши ці дві одержані точки середини вінця з точкою O , одержимо твірні ділильного конуса колеса. Від точок середини вінця по твірній ділильного конуса відкладаємо по $0,5b$ в обидві сторони і через одержані таким чином дві точки на твірній проводимо **перпендикуляри до твірної** – перпендикуляри BB та MN . На лінії BB від твірної відкладаємо назовні зовнішній

модуль m_e , всередину – $1,2 m_e$, що дає точки B та B . Ці точки сполучаємо з точкою O , але суцільні лінії проводяться тільки до перетину з внутрішніми перпендикулярами до твірної MH . Таким чином будуть сформовані зубці вінця. Далі від точки B по перпендикуляру до твірної відкладаємо ширину пояска δ , від одержаної точки Γ тепер вже по площині D ще раз ширину пояска δ . Точку Γ з'єднуємо з точкою O до перетину з внутрішнім перпендикуляром MH , що власне і дає точку H . Від цієї точки H проводимо перпендикуляр до осі колеса, що і дає площину L . Ступиця розташовується наступним чином: при довжині ступиці меншій відстані між площинами L та D вона знаходиться симетрично між цими площинами, але відстань між площинами E та D – не більше 10 мм; при довжині ступиці, більшій за відстань між площинами L та D , ступиця встановлюється так, щоб площина K збігалася з площиною L . Якщо розрахунками за методиками для циліндричних коліс, встановлена необхідність в диску, то він формується симетрично проєкції зуба або трохи зміщено аж до повного злиття з площиною D , коли ж потреби в диску немає, диск не створюється, тобто ступиця по площинах L та D переходить у вінця. Довжина посадочної ділянки вала діаметром d_B повинна бути на 1..2 мм коротшою за довжину ступиці, щоб забезпечити надійну фіксацію ступиці на валу в осьовому напрямку. **Лінії OB , OB , OG є лініями побудови і в кінцевому кресленні повинні бути відсутні.**

Завершує проектування зубчатого колеса перевірочний розрахунок шпонкового з'єднання.

Розміри перерізу шпонки для діаметра вихідного кінця вала d_B – ширина шпонки b_{II} , висота h вибираються з таблиці 55.

Довжина шпонкового паза за умовою зрізу:

$$l_{II} = \frac{2000T_{IV}}{d_B b_{II} [\tau]} + b_{II},$$

де $[\tau]$ – допустимі напруження на зріз для шпонок; для шпонок загального призначення $[\tau] = 80..100$ МПа.

Довжина шпонкового паза за умовою зминання:

$$l_{II} = \frac{2000T_{IV}}{d_B t_1 [\sigma]} + b_{II},$$

де $[\sigma]$ – допустимі напруження на зминання для шпонок; для шпонок загального призначення $[\sigma] = 80$ МПа;

t_1 – висота виступу шпонки з вала, $t_1 = 0,39h$.

Довжина шпонки приводиться до значень з таблиці 46. Якщо розрахункова довжина шпонки перевищує довжину ступиці, то встановлюється дві шпонки, загальна довжина яких була б не меншою розрахункової. Коли ж розрахункова довжина шпонки менша половини довжини ступиці, то довжина шпонки приймається рівною половині довжини ступиці.

Приклад (проектування циліндричного зубчатого колеса)

X.1 Розрахунок розмірів колеса

Довжина ступиці: $l_C = (1..1,5)d_B = (1..1,5)65 = 65..97,5$ мм, прийнято $l_C = 75$ мм.

Діаметр ступиці: $d_C = 1,5d + 10$ мм = $1,5 \cdot 65 + 10 = 107,5$ мм, прийнято $d_C = 108$ мм.

Ширина пояска: $\delta = (2,5..4)t_n + 2$ мм = $(2,5..4) \cdot 3 + 2 = 9,5..14$ мм, прийнято $\delta = 10$ мм.

Діаметр виточки: $d_0 = d_{f2} - 2\delta = 409,167 - 20 = 389,167$ мм, прийнято $d_0 = 380$ мм.

При співвідношенні $\frac{d_0}{d_C} = \frac{389,167}{108} = 3,6 \geq 2$ формується диск між ступицею та він-

цем, товщина якого $b_D = (0,25..0,35)d_B \geq 8$ мм.

$$b_d = (0,25..0,35)65 = 16,25..22,75 \text{ мм, прийнято } b_d = 22 \text{ мм.}$$

$$\text{Діаметр кола отворів: } D_0 = 0,5(d_0 + d_c) = 0,5(380 + 108) = 244 \text{ мм.}$$

$$\text{Діаметр отворів: } d_{om} = (0,25..0,3)(d_0 - d_c) = (0,25..0,3)(380 - 108) = 68..82 \text{ мм, прийнято } d_{om} = 75 \text{ мм.}$$

X.2 Перевірочний розрахунок шпонкового з'єднання

Розміри перерізу шпонки для діаметра вала $d_B = 65$ мм: ширина шпонки $b_{II} = 18$ мм, висота $h = 11$ мм.

Довжина шпонкового паза за умовою зрізу:

$$l_{II} = \frac{2000T_{IV}}{d_B b_{II} [\tau]} + b_{II},$$

де $[\tau]$ – допустимі напруження на зріз для шпонок; для шпонок загального призначення $[\tau] = 100$ МПа.

$$l_{II} = \frac{2000 \cdot 1200,9}{65 \cdot 18 \cdot 100} + 18 = 38,5 \text{ мм.}$$

Довжина шпонкового паза за умовою зминання:

$$l_{II} = \frac{2000T_{IV}}{d_B t_1 [\sigma]} + b_{II},$$

де $[\sigma]$ – допустимі напруження на зминання для шпонок; для шпонок загального призначення $[\sigma] = 80$ МПа;

$$t_1 - \text{висота виступу шпонки з вала, } t_1 = 0,39h = 0,39 \cdot 11 = 4,3 \text{ мм.}$$

$$l_{II} = \frac{2000 \cdot 1200,9}{65 \cdot 4,3 \cdot 80} + 18 = 72,98 \text{ мм, прийнята довжина шпонки } l_{II} = 73 \text{ мм, що не перевищує довжину ступиці } l_C = 75 \text{ мм.}$$

Приклад (проектування кінцевого зубчатого колеса)

X.1 Розрахунок розмірів колеса

$$\text{Довжина ступиці: } l_C = (1..1,5)d_B = (1..1,5)65 = 65..97,5 \text{ мм, прийнято } l_C = 75 \text{ мм.}$$

$$\text{Діаметр ступиці: } d_C = 1,5d + 10 \text{ мм} = 1,5 \cdot 65 + 10 = 107,5 \text{ мм, прийнято } d_C = 108 \text{ мм.}$$

$$\text{Ширина пояса: } \delta = (2,5..4)t_e + 2 \text{ мм} = (2,5..4) \cdot 4,571 + 2 = 13,43..20,28 \text{ мм, прийнято } \delta = 16 \text{ мм.}$$

Діаметр виточки:

$$d_0 = d_{e2} - 2b \sin \varphi_2 - (2,4t_e(1 - K_{be}) + 2\delta) \cos \varphi_2 = 800 - 2 \cdot 118 \cdot \sin 78,7 - (2,4 \cdot 4,571(1 - 0,285) + 2 \cdot 16) \cdot \cos 78,7 = 560,773 \text{ мм,}$$

прийнято $d_0 = 550$ мм.

$$\text{При співвідношенні } \frac{d_0}{d_C} = \frac{550}{108} = 5,093 \geq 2 \text{ формується диск між ступицею та вінцем,}$$

товщина якого $b_d = (0,25..0,35)d_B \geq 8$ мм.

$$b_d = (0,25..0,35)65 = 16,25..22,75 \text{ мм, прийнято } b_d = 22 \text{ мм.}$$

$$\text{Діаметр кола отворів: } D_0 = 0,5(d_0 + d_c) = 0,5(550 + 108) = 329 \text{ мм.}$$

$$\text{Діаметр отворів: } d_{om} = (0,25..0,3)(d_0 - d_c) = (0,25..0,3)(550 - 108) = 110,5..132,6 \text{ мм,}$$

прийнято $d_{om} = 115$ мм.

X.2 Перевірочний розрахунок шпонкового з'єднання

Розміри перерізу шпонки для діаметра вала $d_B = 65$ мм: ширина шпонки $b_{II} = 18$ мм, висота $h = 11$ мм.

Довжина шпонкового паза за умовою зрізу:

$$l_{II} = \frac{2000T_{IV}}{d_B b_{II} [\tau]} + b_{II},$$

де $[\tau]$ – допустимі напруження на зріз для шпонок; для шпонок загального призначення $[\tau] = 100$ МПа.

$$l_{II} = \frac{2000 \cdot 1200,9}{65 \cdot 18 \cdot 100} + 18 = 38,5 \text{ мм.}$$

Довжина шпонкового паза за умовою зминання:

$$l_{II} = \frac{2000T_{IV}}{d_B t_1 [\sigma]} + b_{II},$$

де $[\sigma]$ – допустимі напруження на зминання для шпонок; для шпонок загального призначення $[\sigma] = 80$ МПа;

t_1 – висота виступу шпонки з вала, $t_1 = 0,39h = 0,39 \cdot 11 = 4,3$ мм;

$l_{II} = \frac{2000 \cdot 1200,9}{65 \cdot 4,3 \cdot 80} + 18 = 72,98$ мм, прийнята довжина шпонки $l_{II} = 73$ мм, що не перевищує довжину ступиці $l_C = 75$ мм.

X КОНСТРУЮВАННЯ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ ПРИВОДНОГО ВАЛА

Модуль 29

Початковими даними для вибору та розрахунку підшипників вала є:

- діаметр посадочної ділянки вала d_H (визначено в розділі “Проектування приводного вала”);
 - реакції в опорах: радіальні складові $F_{AX}, F_{BX}, F_{AY}, F_{BY}$, осьова $F_0 = F_a$ (відсутня для прямозубої циліндричної передачі, реакції визначені в розділі “Проектування приводного вала”);
 - частота обертання вала $n = n_{IV}$ (визначена в розділі “Силові та кінематичні параметри валів”);
 - розрахункова довговічність підшипника $[L_h]$.
- Розрахункова довговічність підшипника вибирається з таблиці 56.

Таблиця 56 – Розрахункова довговічність підшипників, год

Умови роботи машини, в якій застосовано підшипник	$[L_h]$ не менше
Допоміжні механізми, неосновне устаткування	8000
Машини для роботи в одну зміну з неповним навантаженням	12000
Машини для роботи в дві зміни або в одну, але з повним навантаженням	20000
Машини для цілодобової роботи	40000

Умови вибираються проєктантом залежно від призначення конвеєра згідно з розділом “Опис робочої транспортної машини”.

Далі розраховуються або фіксуються рівнодійні реакцій в опорах:

– радіальна реакція в опорі A: $F_A = \sqrt{F_{AY}^2 + F_{AX}^2}$;

– радіальна реакція в опорі B: $F_B = \sqrt{F_{BY}^2 + F_{BX}^2}$;

– осьова реакція (тільки для косозубої циліндричної та прямозубої конічної): $F_0 = F_a$.

Для розрахунку підшипників потрібно вибрати допоміжні коефіцієнти:

- коефіцієнт обертання $K_B = 1$, коли обертається внутрішнє кільце;
- температурний коефіцієнт при робочій температурі меншій 100°C – $K_T = 1$;
- коефіцієнт безпеки $K_F = 1,2$.

Значення коефіцієнтів вибрані для умов роботи та схем приводних валів, характерних для цього проєкту. Якщо умови роботи дещо відрізняються, то коефіцієнт безпеки може вибиратись за таблицею 57.

Таблиця 57 – Коефіцієнт безпеки підшипників кочення

Характер навантаження	Приклад застосування	K_B
Спокійне навантаження	Ролики стрічкових конвеєрів	1,0
Короточасні легкі перевантаження	Устаткування малої потужності	1,0..1,2
Вібрація, помірні поштовхи	Всі редуктори, опори транспорту	1,3..1,5
Те саме, з вимогами підвищеної надійності	Потужні електромашини	1,5..1,8
Значні поштовхи	Кривошипно-шатунні механізми	1,8..2,5
Ударні навантаження	Потужні машини ударної дії	2,5..3,0

Тип підшипника вибирається в наступному порядку:

- перевіряється кут нахилу осі вала в опорах, для конвеєрів, розрахункові схеми яких вміщено в лівій колонці таблиці 51, кут визначається $\theta = 5 \cdot 10^{-3} \frac{Fl_2(l_2 + B)}{d_{B2}^4}$, для схем в серед-

ній колонці таблиці 51 – $\theta = 3,75 \cdot 10^{-5} \frac{F(2l_2 + B)^2}{d_{B2}^4}$, для конвеєрів зі схемами в *правій колонці*

таблиці 26: $\theta = 3,3 \cdot 10^{-5} \frac{F_M l_1^3}{d_{B1}^4 \cdot l}$, де F_M – більше зі значень F або $1,07F_r$ (сила F , розміри l_2, l, l_1, B ,

діаметри вала d_{B2}, d_{B1} встановлені в розділі “Проектування приводного вала”, радіальна сила F_r визначена в розділі “Розрахунок відкритої ... передачі”);

– якщо одержане значення кута нахилу (результат – в радіанах) перевищує допустиме, яке при дії на вал осьової сили (всі передачі, *крім відкритої прямозубої циліндричної*) дорівнює $[\theta] = 0,0017$ радіан або при відсутності осьової сили (для *відкритої прямозубої циліндричної* передачі) $[\theta] = 0,0024$ радіан, необхідно *застосовувати сферичні підшипники* серії 1200, що мають здатність самостійно встановлюватись; якщо кут нахилу не перевищує допустимі значення – використовуються підшипники серії 200 або 36200.

В *останньому випадку*, коли немає потреби використання самостійно-встановлювальних підшипників, тип підшипника вибирається так: для приводів, в яких застосовується *прямозуба конічна* або *циліндрична косозуба* відкриті передачі, приводні вали встановлюються на радіально-осьових підшипниках типу 36200, якщо ж відкрита передача – *прямозуба циліндрична* – слід використовувати радіальні підшипники типу 200. В *усіх випадках* спочатку вибираються підшипники легкої серії, (третє число справа в позначенні підшипника – 2). Якщо розрахунком буде виявлена недостатня довговічність підшипника, то повторно вже вибирають підшипник середньої серії (третє число – 3) або важкої серії (третє число – 4). Якщо жоден з підшипників вказаних типів не підходить, необхідно звернутись до довідників з підшипників кочення [31, 32] і вибрати роликові підшипники у тій самій послідовності. Характеристики найбільш використовуваних у загальному машинобудуванні підшипників подані у таблиці 58, в якій прийняті наступні позначення: D – зовнішній діаметр підшипника, B_D – його ширина. Звертаємо увагу на те, що *динамічна C та статична C_0 вантажопідйомності* в таблиці 58 подані в кілоньютонах, тому для використання їх в наступних розрахунках потрібно табличні значення помножити на 1000. *Повне позначення підшипника* формується на основі позначення серії, в якому останні нулі замінюються числами з другої колонки таблиці 58. Характеристики підшипників важкої серії наведені в довідниках з підшипників кочення, при цьому слід зауважити, що номенклатура їх за посадочними діаметрами значно вужча порівняно з підшипниками легкої та середньої серії.

Розрахунок підшипників кочення ведеться залежно від їх типу та частоти обертання вала.

Якщо *частота обертання вала n незалежно від типу підшипника менша 1 хв^{-1}* , підшипники розраховуються на статичну вантажопідйомність. У цьому випадку визначається статичне навантаження як більше значення з результатів: для *радіальних* підшипників серії 200: $F = 0,6F_M$ або $F = F_M$ (F_M – більше зі значень радіальних реакцій F_A чи F_B); для *сферичних* підшипників серії 1200: $F = 0,5F_M + K_A F_0$ або $F = F_M$ (коефіцієнт осьового навантаження K_A – див. таблицю 59); для *радіально-осьових* підшипників серії 36200: $F = 0,5F_M + 0,47F_0$ або $F = F_M$. Після визначення статичного навантаження перевіряється умова $F < C_0$. У випадку, коли ця умова не виконується, слід повторно вибрати підшипник середньої чи важкої серії (позначення – див. вище).

Якщо *частота обертання вала n перевищує 1 хв^{-1}* , підшипники розраховуються на довговічність. При *відсутності осьової сили* в розрахунковій схемі вала (відкрита прямозуба циліндрична передача) радіальні підшипники серії 200 або 1200 розраховуються за спрощеною методикою, алгоритм якої зводиться до наступного. За більшим F_M зі значень радіальних реакцій F_A чи F_B , які визначені вище, розраховується приведене радіальне навантаження $F = F_M K_B K_T K_B$, після чого визначається довговічність підшипника і порівнюється з розра-

хунковою $L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^3 \geq [L_h]$. Якщо умова не виконується, слід повторно вибрати підшипник середньої чи важкої серії (позначення – див. вище).

Таблиця 58 – Головні характеристики підшипників качення

Діаметр d_p , мм	Останні числа позначення	Розмір, мм				Динамічна C та статична C_0 вантажопідйомність, кН											
		Легка серія (2)		Середня серія (3)		Серія підшипника											
		D	B_p	D	B_p	200		300		36200		36300		1200		1300	
10	00	30	9	35	11	4,6	2,61	6,24	3,76					4,16	1,33	5,58	1,8
12	01	32	10	37	12	4,6	2,65	7,48	4,64	5,47	3,33			4,25	1,48	7,25	2,35
15	02	35	11	42	13	5,85	3,47	8,73	5,4	6,26	3,82	10,2	6,8	5,68	2,01	7,23	2,63
17	03	40	12	47	14	7,37	4,38	10,7	6,67	9,25	6,12	12,8	8,7	6,01	2,42	9,54	3,66
20	04	47	14	52	15	9,81	6,18	12,3	7,79	12,1	8,31			7,57	3,18	9,57	4,01
25	05	52	15	62	17	10,8	6,95	17,3	11,4	12,8	9,06	21,6	15,9	9,26	4,02	13,8	6
30	06	62	16	72	19	15	10	21,6	14,8	17,8	13	26,4	20	12	5,81	16,5	7,75
35	07	72	17	80	21	19,7	13,6	25,7	17,6	23,5	17,8	34,3	26,9	12,1	6,65	19,6	9,81
40	08	80	18	90	23	25,1	17,8	31,3	22,3	30	23,2	40,5	32,8	14,8	8,55	22,8	12,2
45	09	85	19	100	25	25,2	17,8	37,1	26,2	31,7	24,9	49,5	40,2	16,7	9,58	29,4	15,9
50	10	90	20	110	27	27	19	47,6	35,6	33,2	27,1	58,1	47,9	17,4	10,8	33,4	17,5
55	11	100	21	120	29	33,3	25	54,9	41,8	41,1	34,2			20,6	13,3	39,8	22,4
60	12	110	22	130	31	40,3	30,9	62,9	48,4	47,3	39,3	81,4	71,1	23,3	15,5	44,9	26,6
65	13	120	23	140	33	44	34	71,3	55,6	56,8	50	92,3	81,6	23,9	17,2	48,2	29,3
70	14	125	24	150	35	47,9	37,4	80,1	63,3	61,8	54,8			26,5	18,7	57,5	35,2
75	15	130	25	160	37	50,9	41,1	87,3	71,4	64,3	58,3			29,9	21,4	61,2	38,3
80	16	140	26	170	39	55,9	44,5	94,6	80,1	72,1	65,3			30,8	23,5	68,5	42,2
85	17	150	28	180	41	64,1	53,1	102	89,2	77,5	70,8			36	28,4	75,7	48,5
90	18	160	30	190	43	73,8	60,5	110	99	91	83	134	133	43,8	31,8	90	56,1
95	19	170	32	200	45	83,7	69,5	118	109	108	102			49,2	36,8	111	72
100	20	180	34	215	47	93,9	79	133	130	122	116			53,3	40,4	121	80,7
105	21	190	36	225	49	102	89,2	141	142					57,6	44,1		
110	22	200	38	240	50	111	100	158	167	143	147			68,1	52,2	126	91,6
120	24	215	40	260	55	120	112	167	180					91,9	70,1		

У випадку наявності осьової сили, яка діє на вал, приведена радіальна сила розраховується значно складніше, оскільки необхідно враховувати бокові складові реакцій та уточнені значення осьового навантаження. При цьому слід врахувати, що для сферичних підшипників серії 1200 ці сили не розраховуються, тому відповідні пункти виконувати не потрібно, про що в тексті є відповідні відмітки.

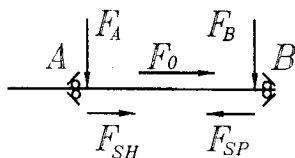


Рисунок 12 – Функції опор

Спочатку визначаються функції опор відносно осьової сили. Схема вала з позначенням сил згідно з їх функціями відносно осьової сили показана на рисунку 12.

Той підшипник, в конус бігової доріжки якого направлена осьова сила, умовно вважається робочою опорою, протилежний йому – неробочою. Відповідно радіальним рівнодійним реакціям F_A і F_B присвоюються функції неробочої радіальної сили F_{RH} і робочої радіальної сили F_{RP} . У випадку, коли осьова сила направлена справа наліво – просто змінюються функції опор.

Попередньо вибираються коефіцієнти осьового навантаження K_E з таблиці 59: для радіальних та радіально-осьових підшипників за співвідношенням F_0/C_0 , для сферичних – за номером підшипника.

Таблиця 59 – Коефіцієнти для розрахунку зведеного радіального навантаження підшипників кочення

Підшипники серій 200, 36000							Останні числа позначення	K_A при співвідношенні $F_0/F_R, K_E$					
Серія підшипника	F_0/C_0	Значення коефіцієнтів				K_E		Серія 1200			Серія 1300		
		$F_0/F_R \leq K_E$		$F_0/F_R > K_E$				$\leq K_E$	$> K_E$	K_E	$\leq K_E$	$> K_E$	K_E
		K_R	K_A	K_R	K_A			$K_R = 1$	$K_R = 0,65$		$K_R = 1$	$K_R = 0,65$	
36000	0,014	1,0	0	0,45	1,81	0,30	02	1,896	2,953	0,332	1,885	2,917	0,334
	0,029				1,62	0,34	03	2,052	3,176	0,307	1,918	2,968	0,328
	0,057				1,46	0,37	04	2,306	3,57	0,273	2,166	3,352	0,291
	0,086				1,34	0,41	05	2,324	3,597	0,271	2,257	3,492	0,279
	0,110				1,22	0,45	06	2,576	3,987	0,244	2,458	3,804	0,256
	0,170				1,13	0,48	07	2,737	4,236	0,23	2,57	3,978	0,245
	0,290				1,04	0,52	08	2,87	4,442	0,219	2,614	4,046	0,241
	0,430				1,01	0,54	09	2,972	4,599	0,212	2,538	3,928	0,248
	0,570				1,00	0,54	10	3,134	4,85	0,214	2,676	4,141	0,235
	200 або 300				0,014	1,0	0	0,56	2,30	0,19	11	3,232	5,002
0,028		1,99	0,22	12	3,407				5,273	0,185	2,8	4,334	0,223
0,056		1,71	0,26	13	3,705				5,734	0,17	2,785	4,311	0,226
0,084		1,55	0,28	14	3,509				5,431	0,179	2,813	4,354	0,224
0,110		1,45	0,30	15	3,596				5,566	0,175	–	4,39	0,222
0,170		1,31	0,34	16	3,944				6,105	0,16	–	4,515	0,216
0,280		1,15	0,38	17	3,689				5,71	0,171	–	4,485	0,217
0,420		1,04	0,42	18	3,758				5,815	0,168	–	4,36	0,224
0,560		1,00	0,44	19	3,671				5,69	0,171	–	–	–
<i>У разі відсутності необхідних значень аргументів проміжні обчислюються інтерполяцією</i>									20	3,634	5,625	0,173	–
							21	3,593	5,561	0,175	–	4,262	0,229
							22	3,642	5,637	0,173	–	–	–
							24	3,265	5,054	0,193	–	4,384	0,222

Визначаються бокові складові (*не виконується для сферичних підшипників*). Бокова складова для робочої опори $F_{SP} = K_E F_{RP}$, для неробочої $F_{SH} = K_E F_{RH}$.

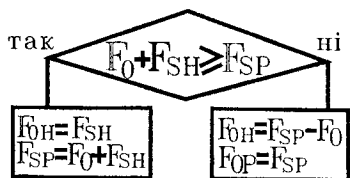


Рисунок 13 – Алгоритм визначення осьових навантажень на радіально-осьові підшипники

Наступною фазою є вибір за співвідношенням $\frac{F_0}{F_R}$ з таблиці 59 коефіцієнтів радіального

та осьового навантаження окремо для робочої та неробочої опор (*для сферичних $K_{EH} = K_{EP} = K_E$*).

Далі з використанням щойно вибраних коефіцієнтів радіального та осьового навантажень обчислюються приведені радіальні сили окремо для двох опор:

– неробочої: $F_H = (K_B K_{RH} F_{RH} + K_{0H} F_{0H}) K_E K_T$;

– робочої: $F_P = (K_B K_{RP} F_{RP} + K_{0P} F_{0P}) K_E K_T$.

Подальший розрахунок ведеться тільки для тієї з опор, для якої приведена радіальна сила більша. Визначається термін служби підшипника і порівнюється з розрахунковим значенням:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^3 \geq [L_h].$$

Після вибору та розрахунку підшипників проводиться конструювання елементів підшипникового вузла.

Необхідні для визначення розміри підшипникового вузла наведені на рисунку 14.

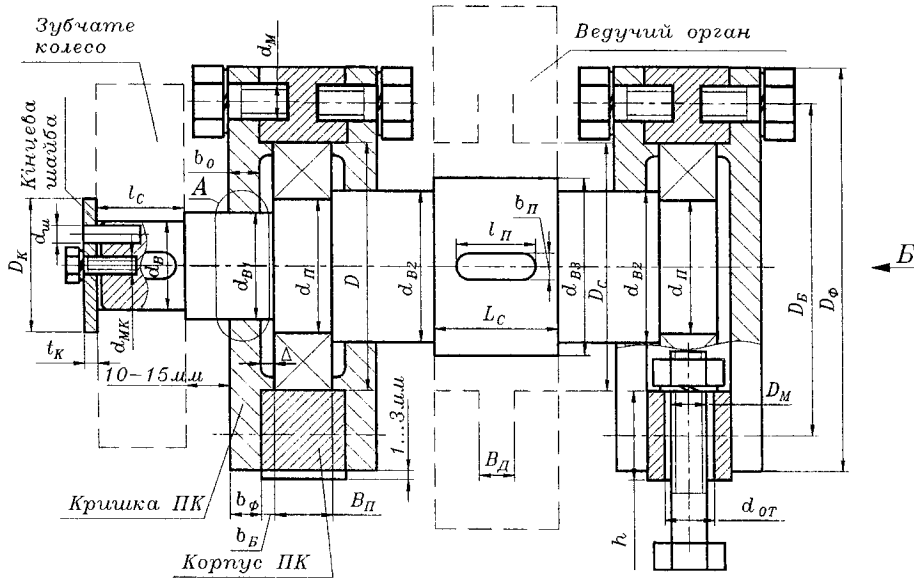


Рисунок 14 – Схема приводного вала

Конструкція корпусу підшипника, типова конструкція кришки підшипника, конструкція ущільнень за допомогою гумової манжети, кільця з повсті, проточок показані на рисунку 15.

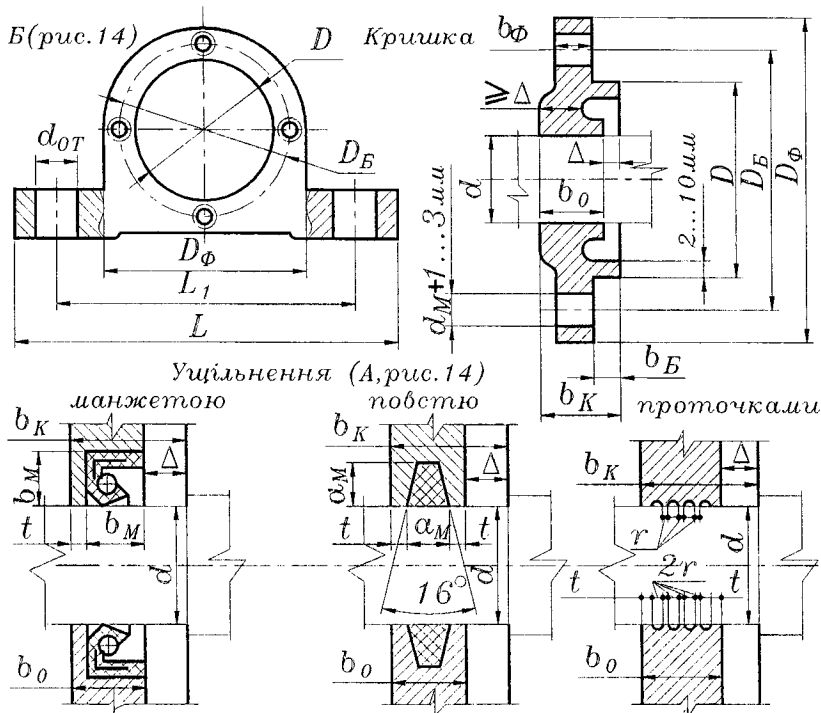


Рисунок 15 – Елементи конструкції підшипникових вузлів приводного вала

Рекомендації щодо вибору болтів для кріплення кришок до корпусів підшипників наведені у таблиці 60, основні розміри ущільнень за допомогою гумових манжет – у таблиці 61, проточок – у таблиці 62, кілець з повсті – у таблиці 63. Ущільнення за допомогою гумової манжети може використовуватись при колівій швидкості на поверхні вала до 10 м/с, тиску всередині підшипникового вузла не більше 0,5 атм, ущільнення кільцями з повсті застосовується при колівій швидкості до 2..5 м/с, ущільнення проточками немає обмежень за швидкістю, але практично не допускає тиску всередині підшипникового вузла. Оскільки всі вали в проекті тихохідні, то можливе застосування будь-якої конструкції ущільнень.

Таблиця 60 – Вибір болтів для кріплення кришок корпусів підшипників

Діаметр D , мм		Параметри болтів	
від	до	діаметр d_M	кількість
<50		M6	4
50	100	M8	4
100	120	M10	6
120	150	M12	6
150	250	M16	6
250	300	M20	6
300	400	M20	8

Таблиця 61 – Розміри гумових манжет, мм

Діаметр вала d , мм		Розміри манжети	
від	до	товщина, висота b_M	
<20		7	7
20	50	10	10
50	150	12	12
150	300	15	15
250	400	20	20

Таблиця 62 – Розміри ущільнень проточками, мм

Діаметр вала d , мм		Радіус проточки r
<45		1,5
	>45	2

Таблиця 63 – Розміри кілець з повсті, мм

Діаметр вала d , мм		Розмір кільця
від	до	a_M
<40		6
40	70	9

Якщо в наступних формулах, що застосовуються для проектування елементів підшипникових вузлів, числові коефіцієнти дані у вигляді діапазону, то менше значення K_{\min} відповідає номінальному діаметру $D = 400$ мм, більше $K_{\max} - D = 47$ мм, проміжні значення фактичного коефіцієнта K_ϕ визначаються інтерполяцією за формулою:

$$K_\phi = K_{\max} - \frac{K_{\max} - K_{\min}}{400 - 47} (D - 47).$$

Наприклад, якщо вибрано підшипник з зовнішнім діаметром $D = 130$ мм, який є номінальним діаметром підшипникового вузла, а формула має вигляд $d_{om} = (0,25..0,15)D$, фактичний коефіцієнт визначається таким чином:

$$0,25 - \frac{0,25 - 0,15}{400 - 47} (130 - 47) = 0,25 - \frac{0,1}{373} 83 = 0,227,$$

і формула матиме остаточний вигляд стосовно конкретних умов $d_{om} = 0,227D$. Всі нецілі розрахункові значення приводяться до ближчих стандартних лінійних розмірів з таблиці 46.

Болти для кріплення корпусів підшипників розраховуються на розтяг. Внутрішній діаметр різьби:

$$d_1 = \sqrt{\frac{0,32(F_t + 7F_r)}{[\sigma_p]}}$$

де F_t – колова сила у відкритій зубчатій передачі (визначена в розділі “Розрахунок відкритої ... передачі”);

F_r – горизонтальна сила, що діє на корпус від відкритої зубчатої передачі:

$$F_r = \sqrt{F_r^2 + F_a^2} + (F_H + F_1),$$

F_r, F_a – радіальна та осьова сили в зачепленні, які визначені в розділі “Розрахунок відкритої ... передачі”, F_H, F_1 – сили від натягу тягового органа в точках набігання та збігання, що встановлені в розділах “Тяговий розрахунок конвеєра”, “Комплектування приводу”;

$[\sigma_p]$ – допустимі напруження на розтяг: $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}$, де σ_T – границя текучості матеріалу, з

якого виготовлено болти;

$[s]$ – коефіцієнт запасу, $[s] = 1,7..6,5$ (відповідно для різьб М52..М6).

Вибирається різьба D_M з ближчим більшим внутрішнім діаметром (табл. 64).

Таблиця 64 – Розміри стандартної метричної різьби, мм

Діаметр різьби		Діаметр різьби		Діаметр різьби	
номінальний D_M	внутрішній d_f	номінальний D_M	внутрішній d_f	номінальний D_M	внутрішній d_f
М4	3,242	М14	11,835	М27	23,752
М5	4,134	М16	13,835	М30	26,211
М6	4,918	М18	15,294	М33	29,211
М8	6,647	М20	17,294	М36	31,670
М10	8,376	М22	19,294	М39	34,670
М12	10,863	М24	20,752	М42	37,129

Конструювання корпусу підшипника передбачає визначення деяких його розмірів.

Болти для кріплення кришок до корпусу вибираються за таблицею 60.

Висота лап корпусу $h = (0,35..0,15)D$.

Діаметр отворів у лапах $d_{OT} = (0,25..0,15)D$, приймається ближче більше до діаметра різьби D_M на 1..3 мм.

Зовнішній діаметр кришки $D_\phi = D + 4d_M$.

Діаметр кола отворів для кріплення кришок $D_B = 0,5 (D_\phi + D)$.

Довжина лап $L = D_\phi + 4d_{OT}$.

Відстань між отворами для болтів $L_1 = D_\phi + 2d_{OT}$.

Орієнтуючись на зазначене стосовно ущільнень необхідно вибрати їх тип та розміри (таблиці 61–63)

Розміри кришок корпусів підшипників:

– товщина фланця $b_\phi = (0,15..0,05)D$,

– висота центрального буртика $b_B = \frac{2D_M - B_D}{2}$.

Якщо висота буртика менша 3 мм, то необхідно конструктивно збільшити D_M .

Найменша товщина кришки приймається $t = 2..4$ мм.

Найменша відстань між елементами кришки та підшипником $\Delta = 2..4$ мм.

Товщина центрального буртика приймається в діапазоні 2..10 мм.

Діаметр отворів в фланцях більший на 1..2 мм від номінального діаметра різьби болтів для кріплення кришок d_M .

Ширина контактної поверхні кришки $b_0 = t + b_M$.

Для ущільнень з повсті ширина контактної поверхні визначається $b_0 = 2t + a_M$, для ущільнень проточками $b_0 = 2t + 11r$ – при чотирьох проточках, $b_0 = 2t + 8r$ – при трьох проточках.

Загальна товщина кришки $b_K = b_0 + \Delta$.

Розміри кінцевої шайби:

– діаметр $D_K = 1,25d_B$;

– товщина $t_K = 0,7d_{MK}$;

– діаметр болта для кріплення шайби $d_{MK} = (0,2..0,1)d_B$ відповідно для $d_B = 30..120$ мм;

– діаметр штифта $d_{Ш} = 0,6d_{MK}$.

Відстань між осями болта та штифта дорівнює не більше третини від діаметра кінцевої ділянки вала d_B , але не менше півтора діаметра болта для кріплення шайби d_{MK} .

Приклад

(розрахунок підшипників приводного вала, на який діє осьова сила, і при $n > 1 \text{ хв}^{-1}$)

X.1 Вибір та розрахунок підшипників вала

X.1.1 Початкові дані

Діаметр посадочної ділянки вала $d_{\text{П}} = 75 \text{ мм}$.

Реакції в опорах: радіальні складові $F_{AX} = 6800 \text{ Н}$, $F_{BX} = 650 \text{ Н}$, $F_{AY} = 4811 \text{ Н}$, $F_{BY} = 2471 \text{ Н}$, осьова сила в передачі $F_0 = F_a = 1488 \text{ Н}$.

Частота обертання вала: $n = n_{\text{IV}} = 1,67 \text{ хв}^{-1}$.

Розрахункова довговічність підшипника прийнята при двозмінній роботі $[L_h] = 20000 \text{ год}$.

X.1.2 Розрахунок рівнодійних реакцій в опорах

Радіальна реакція в опорі А: $F_A = \sqrt{F_{AY}^2 + F_{AX}^2} = \sqrt{6800^2 + 4811^2} = 8330 \text{ Н}$.

Радіальна реакція в опорі В: $F_B = \sqrt{F_{BY}^2 + F_{BX}^2} = \sqrt{2472^2 + 650^2} = 2556 \text{ Н}$.

Осьова реакція: $F_0 = 1488 \text{ Н}$.

X.1.3 Вибір допоміжних коефіцієнтів

Коефіцієнт обертання $K_B = 1$ (обертається внутрішнє кільце). Температурний коефіцієнт при робочій температурі меншій $100 \text{ }^\circ\text{C}$: $K_T = 1$. Коефіцієнт безпеки для умов з легкими перевантаженнями $K_E = 1,2$.

X.1.4 Вибір підшипника та його характеристик

Для конвеєра типу КД (для груп спеціальностей Г – двоцепний привод) необхідно перевірити кут нахилу осі вала в опорі:

$$\theta = 5 \cdot 10^{-5} \frac{Fl_2(l_2 + B)}{d_2^4} = 5 \cdot 10^{-5} \frac{2450 \cdot 175(175 + 1200)}{84^4} = 0,0006 \leq [\theta] = 0,0017 \text{ радіан,}$$

тому не потрібно використовувати сферичні підшипники. На вал діє осьова сила F_a від відкритої косозубої циліндричної передачі, для посадочного діаметра $d_{\text{П}} = 75 \text{ мм}$ вибрано радіально-осьовий підшипник 36215, для якого динамічна вантажопідійомність $C = 64300 \text{ Н}$, статична – $C_0 = 58300 \text{ Н}$, зовнішній діаметр $D = 130 \text{ мм}$, ширина $B_{\text{П}} = 25 \text{ мм}$.

X.1.5 Розрахунок підшипника

X.1.5.1 Визначення функцій опор відносно осьової сили

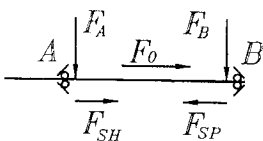


Рисунок X.1 – Схема визначення функцій опор

Схема вала з позначенням сил згідно з їх функціями відносно осьової сили показана на рисунку X.1. Відповідно до напрямку дії осьової сили (схема на рисунку X.1) опора В буде робочою, робоча радіальна сила $F_{RP} = F_B = 2556 \text{ Н}$, опора А – неробоча, неробоча радіальна сила $F_{RH} = F_A = 8330 \text{ Н}$.

X.1.5.2 Попередній вибір коефіцієнта осьового навантаження

$$\frac{F_0}{C_0} = \frac{1488}{58300} = 0,026, \text{ коефіцієнт навантаження } K_E = 0,33.$$

X.1.5.3 Визначення бокових складових

Бокова складова для робочої опори: $F_{SP} = K_E F_{RP} = 0,33 \cdot 2556 = 843 \text{ Н}$,

для неробочої: $F_{SH} = K_E F_{RH} = 0,33 \cdot 8330 = 2749 \text{ Н}$.

X.1.5.4 Визначення осьових навантажень

Осьові навантаження на опори при $F_0 + F_{SH} = 1488 + 2749 = 4327 \text{ Н} > F_{SP} = 843 \text{ Н}$, для неробочої опори $F_{0H} = F_{SH} = 2749 \text{ Н}$, для робочої – $F_{0P} = F_0 + F_{SH} = 4327 \text{ Н}$.

X.1.5.5 Уточнення коефіцієнтів осьового навантаження

Для неробочої опори $\frac{F_{0H}}{C_0} = \frac{2749}{58300} = 0,047$, тоді $K_{EH} = 0,36$.

Для робочої опори $\frac{F_{0P}}{C_0} = \frac{4327}{58300} = 0,074$, тоді $K_{EP} = 0,4$.

Х.1.5.6 Вибір коефіцієнтів радіального та осьового навантаження

Неробоча опора: $\frac{F_{0H}}{F_{RH}} = \frac{2749}{8330} = 0,21 < K_{EH}$, тому $K_{RH} = 1$, $K_{0H} = 0$; для робочої опори:

$$\frac{F_{0P}}{F_{RP}} = \frac{4327}{2556} = 1,69 > K_{EP}, \text{ тому } K_{RP} = 0,45, K_{0P} = 1,4 \text{ (за співвідношенням } \frac{F_{0P}}{C_0} = 0,074 \text{)}.$$

Осьові навантаження визначені в п. Х.1.5.4, радіальні сили – в п. Х.1.5.1, коефіцієнти радіального та осьового навантажень вибрані за таблицею 59 за співвідношеннями, обчисленими в п. Х.1.5.5.

Х.1.5.7 Розрахунок приведеної радіальної сили

Для неробочої опори: $F_H = (K_B K_{RH} F_{RH} + K_{0H} F_{0H}) K_B K_T = 1 \cdot 1 \cdot 8330 \cdot 1,2 = 9996 \text{ Н}$.

Для робочої опори: $F_P = (K_B K_{RP} F_{RP} + K_{0P} F_{0P}) K_B K_T = (1 \cdot 0,45 \cdot 2556 + 1,4 \cdot 4327) 1,2 = 8650 \text{ Н}$.

Подальший розрахунок ведеться для більш навантаженої робочої опори.

Х.1.5.8 Термін служби підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^3 = \frac{1000000}{60 \cdot 1,67} \left(\frac{64300}{8650} \right)^3 = 4099367 \geq [L_h] = 20000 \text{ год.}$$

Х.2 Конструювання елементів підшипникового вузла

Х.2.1 Розрахунок болтів для кріплення корпусів підшипників

Внутрішній діаметр різьби:

$$d_1 = \sqrt{\frac{0,32(F_t + 7F_r)}{[\sigma_p]}}$$

де F_t – колова сила у відкритій зубчатій передачі, $F_t = 6149 \text{ Н}$;

F_r – горизонтальна сила, що діє на корпус від відкритої зубчастої передачі:

$$F_r = \sqrt{F_r^2 + F_a^2} + (F_H + F_t),$$

F_r, F_a – радіальна та осьова сили в зачепленні, $F_r = 2303 \text{ Н}$, $F_a = 1488 \text{ Н}$, F_H, F_t – сили від натягу тягового органа в точках набігання та збігання, $F_H = 3800 \text{ Н}$, $F_t = 1100 \text{ Н}$;

$$F_r = \sqrt{2303^2 + 1488^2} + (3796,5 + 1181,8) = 7720,3 \text{ Н,}$$

$[\sigma_p]$ – допустимі напруження на розтяг, що визначаються з виразу: $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}$,

де σ_T – границя текучості матеріалу, з якого виготовлено болти;

$[s]$ – коефіцієнт запасу, $[s] = 1,7..6,5$, прийнято $[s] = 4$.

Для виготовлення болтів вибрана сталь 35 з границею текучості $\sigma_T = 320 \text{ МПа}$ (матеріал вибирається з таблиці 41); $[\sigma_p] = \frac{320}{4} = 80 \text{ МПа}$.

$$d_1 = \sqrt{\frac{0,32(6149 + 7 \cdot 7720)}{80}} = 15,52 \text{ мм.}$$

Вибрана різьба з ближчим більшим внутрішнім діаметром $D_M = M20$ (внутрішній діаметр $d_1 = 17,294 > 15,52 \text{ мм}$).

Х.2.2 Конструювання корпусу підшипника

Вибір болтів для кріплення кришок до корпусу d_M . При номінальному діаметрі $D = 130 \text{ мм}$ вибрано шість болтів $M12$ (табл. 60).

Висота лап $h = (0,35..0,15)D = 0,31D = 0,31 \cdot 130 = 40,3$, прийнято $h = 40 \text{ мм}$.

Діаметр отворів в лапах $d_{OT} = (0,25..0,15)D = 0,23D = 0,23 \cdot 130 = 29,9$ мм, прийнято ближче більше до діаметра різьби $D_M = 20$ мм $d_{OT} = 22$ мм.

Зовнішній діаметр кришки $D_\Phi = D + 4d_M = 130 + 4 \cdot 12 = 178$ мм.

Діаметр кола отворів для кріплення кришок $D_B = 0,5(D_\Phi + D) = 0,5(178 + 130) = 154$ мм.

Довжина лап $L = D_\Phi + 4d_{OT} = 178 + 4 \cdot 22 = 266$ мм.

Відстань між отворами для болтів $L_1 = D_\Phi + 2d_{OT} = 178 + 2 \cdot 22 = 222$ мм.

X.2.3 Вибір типу та розмірів ущільнень

Вибрано ущільнення за допомогою гумових манжет, розмір сторони перерізу манжети $b_M = 12$ мм при діаметрах валів від $d_1 = 73$ мм до $d_2 = 84$ мм (таблиця 61, для вибраних проектантом інших типів ущільнень використовуються таблиці 62, 63).

X.2.4 Конструювання кришок корпусів підшипників

Товщина фланця $b_\Phi = (0,15..0,05)D = 0,13D = 0,13 \cdot 130 = 16,9$ мм, прийнято $b_\Phi = 17$ мм.

Висота центрального буртика $b_B = \frac{2D_M - B_\Pi}{2} = \frac{2 \cdot 20 - 25}{2} = 7,5$ мм.

Найменша товщина кришки $t = 2..4$ мм, прийнято $t = 3$ мм.

Найменша відстань між елементами кришки і підшипником $\Delta = 2..4$ мм, прийнято $\Delta = 3$ мм.

Товщина центрального буртика приймається в діапазоні $2..10$ мм, прийнято 5 мм.

Діаметр отворів в фланцях більший на $1..2$ мм від різьби болтів для кріплення кришок $d_M = 12$ мм, прийнято діаметр отворів 14 мм.

Ширина контактної поверхні кришки $b_0 = t + b_M = 3 + 12 = 15$ мм.

Для ущільнень з повсті ширина контактної поверхні визначається $b_0 = 2t + a_M$, для ущільнень проточками $b_0 = 2t + 11r$ – при чотирьох проточках, $b_0 = 2t + 8r$ – при трьох проточках.

Загальна товщина кришки $b_K = b_0 + \Delta = 15 + 3 = 18$ мм.

X.2.5 Конструювання кінцевої шайби

Діаметр шайби $D_K = 1,25d_B = 1,25 \cdot 65 = 81,3$ мм, прийнято $D_K = 82$ мм.

Діаметр болта для кріплення шайби $d_{MK} = (0,1..0,2)d_B = 0,123d_B = 0,123 \cdot 65 = 7,99$ мм, прийнята ближча метрична різьба M8 (табл. 38).

Діаметр штифта $d_{Ш} = 0,6d_{MK} = 0,6 \cdot 8 = 4,8$ мм, прийнято $d_{Ш} = 5$ мм.

Товщина шайби $t_K = 0,7d_{MK} = 0,7 \cdot 8 = 5,6$ мм, прийнято $t_K = 6$ мм.

Міжцентрова відстань болта для кріплення кришки та штифта не більше $0,33d_B$, але не менше $1,5d_{MK}$, прийнято $0,33 \cdot 65 = 21,45 > 1,5 \cdot 8 = 12$ мм, прийнята міжцентрова відстань 22 мм.

Приклад

(розрахунок підшипників приводного вала, на який не діє осьова сила, і при $n > 1$ хв⁻¹)

X.1 Вибір та розрахунок підшипників вала

X.1.1 Початкові дані

Діаметр посадочної ділянки вала $d_\Pi = 75$ мм.

Реакції в опорах: радіальні складові $F_{AX} = 6800$ Н, $F_{BX} = 650$ Н, $F_{AY} = 4811$ Н, $F_{BY} = 2471$ Н.

Частота обертання вала $n = n_{IV} = 1,67$ хв⁻¹.

Розрахункова довговічність підшипника прийнята при двозмінній роботі $[L_h] = 20000$ год.

X.1.2 Розрахунок рівнодійних реакцій в опорах

Радіальна реакція в опорі А: $F_A = \sqrt{F_{AY}^2 + F_{AX}^2} = \sqrt{4811^2 + 6800^2} = 8330$ Н.

Радіальна реакція в опорі В: $F_B = \sqrt{F_{BY}^2 + F_{BX}^2} = \sqrt{2471^2 + 650^2} = 2556$ Н.

X.1.3 Вибір допоміжних коефіцієнтів

Коефіцієнт обертання $K_B = 1$ (обертається внутрішнє кільце).

Температурний коефіцієнт при робочій температурі меншій 100 °С: $K_T = 1$.

Коефіцієнт безпеки для умов з легкими перевантаженнями $K_B = 1,2$.

Х.1.4 Вибір підшипника та його характеристик

Для конвеєра типу КД (для груп спеціальностей Г – двоцепний привод) необхідно перевірити кут нахилу осі вала в опорі:

$$\theta = 5 \cdot 10^{-5} \frac{Fl_2(l_2 + B)}{d_2^4} = 5 \cdot 10^{-5} \frac{2450 \cdot 175(175 + 1200)}{84^4} = 0,0006 \leq [\theta] = 0,0017 \text{ радіан,}$$

тому не потрібно використовувати сферичні підшипники.

Оскільки на вал не діє осьова сила, для посадочного діаметра $d_{II} = 75$ мм вибрано радіальний шариковий підшипник 215, для якого динамічна вантажопідйомність $C = 50900$ Н, статична – $C_0 = 41100$ Н, зовнішній діаметр $D = 130$ мм, ширина $B_{II} = 25$ мм.

Х.1.5 Розрахунок підшипника

Максимальним радіальним навантаженням F_M приймаємо більшу з радіальних реакцій в опорах $F_A = 8330$ Н.

Приведена радіальна сила $F = F_M K_B K_T K_B = 8330 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2 = 9996$ Н.

Довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^3 \geq [L_h],$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1,67} \left(\frac{50900}{9996} \right)^3 = 1318000 \text{ год} \geq [L_h] = 20000 \text{ год, підшипник вибрано правильно.}$$

Х.2 Конструювання елементів підшипникового вузла (див. попередній приклад).

Приклад

(розрахунок підшипників приводного вала, на який не діє осьова сила, і при $n < 1 \text{ хв}^{-1}$)

Х.1 Вибір та розрахунок підшипників вала

Х.1.1 Початкові дані

Діаметр посадочної ділянки вала $d_{II} = 75$ мм.

Реакції в опорах: радіальні складові $F_{AX} = 6800$ Н, $F_{BX} = 650$ Н, $F_{AY} = 4811$ Н, $F_{BY} = 2471$ Н.

Частота обертання вала $n = n_{IV} = 0,67 \text{ хв}^{-1}$.

Розрахункова довговічність підшипника прийнята при двозмінній роботі $[L_h] = 20000$ год.

Х.1.2 Розрахунок рівнодійних реакцій в опорах

Радіальна реакція в опорі А: $F_A = \sqrt{F_{AY}^2 + F_{AX}^2} = \sqrt{6800^2 + 4811^2} = 8330$ Н.

Радіальна реакція в опорі В: $F_B = \sqrt{F_{BY}^2 + F_{BX}^2} = \sqrt{2472^2 + 650^2} = 2556$ Н.

Х.1.3 Вибір допоміжних коефіцієнтів

Коефіцієнт обертання $K_B = 1$ (обертається внутрішнє кільце).

Температурний коефіцієнт при робочій температурі меншій 100 °С: $K_T = 1$.

Коефіцієнт безпеки для умов з легкими перевантаженнями $K_B = 1,2$.

Х.1.4 Вибір підшипника та його характеристик

Для конвеєра типу КД (для груп спеціальностей Г – двоцепний привод) необхідно перевірити кут нахилу осі вала в опорі:

$$\theta = 5 \cdot 10^{-5} \frac{Fl_2(l_2 + B)}{d_2^4} = 5 \cdot 10^{-5} \frac{2450 \cdot 175(175 + 1200)}{84^4} = 0,0006 \leq [\theta] = 0,0017 \text{ радіан,}$$

тому не потрібно використовувати сферичні підшипники.

Оскільки на вал не діє осьова сила, для посадочного діаметра $d_{II} = 75$ мм вибрано радіальний шариковий підшипник 215, для якого динамічна вантажопідйомність $C = 50900$ Н, статична – $C_0 = 41100$ Н, зовнішній діаметр $D = 130$ мм, ширина $B_{II} = 25$ мм.

Х.1.5 Розрахунок підшипника

Максимальним радіальним навантаженням F_M приймаємо більшу з радіальних реакцій в опорах: $F_A = 8330$ Н. Приведена радіальна сила для радіальних підшипників більша із сил: $F = 0,6 F_M = 0,6 \cdot 8330 = 4998$ Н або $F = F_M = 8330$ Н.

Таким чином, приведена радіальна сила, яка не повинна перевищувати статичну вантажопідйомність підшипника $F = 8330 < C_0 = 41100$ Н, тобто підшипник вибрано правильно.

Х.2 Конструювання елементів підшипникового вузла (див. перший приклад цього розділу).

Приклад

(розрахунок підшипників приводного вала, на який діє осьова сила, і при $n < 1 \text{ хв}^{-1}$)

Х.1 Вибір та розрахунок підшипників вала

Х.1.1 Початкові дані

Діаметр посадочної ділянки вала $d_{\text{П}} = 75$ мм.

Реакції в опорах: радіальні складові $F_{AX} = 6800$ Н, $F_{BX} = 650$ Н, $F_{AY} = 4811$ Н, $F_{BY} = 2471$ Н, осьова сила в передачі $F_0 = F_a = 1488$ Н.

Частота обертання вала $n = n_{\text{IV}} = 0,67 \text{ хв}^{-1}$.

Розрахункова довговічність підшипника прийнята при двозмінній роботі $[L_h] = 20000$ год.

Х.1.2 Розрахунок рівнодійних реакцій в опорах

Радіальна реакція в опорі А: $F_A = \sqrt{F_{AY}^2 + F_{AX}^2} = \sqrt{6800^2 + 4811^2} = 8330$ Н.

Радіальна реакція в опорі В: $F_B = \sqrt{F_{BY}^2 + F_{BX}^2} = \sqrt{2472^2 + 650^2} = 2556$ Н.

Осьова реакція $F_0 = 1488$ Н.

Х.1.3 Вибір допоміжних коефіцієнтів

Коефіцієнт обертання $K_B = 1$ (обертається внутрішнє кільце).

Температурний коефіцієнт при робочій температурі меншій 100 °С: $K_T = 1$.

Коефіцієнт безпеки для умов з легкими перевантаженнями $K_B = 1,2$.

Х.1.4 Вибір підшипника та його характеристик

Для конвеєра типу КД (для групи спеціальностей Γ – двоцепний привод) необхідно перевірити кут нахилу осі вала в опорі:

$$\theta = 5 \cdot 10^{-5} \frac{F l_2 (l_2 + B)}{d_2^4} = 5 \cdot 10^{-5} \frac{2450 \cdot 175 (175 + 1200)}{84^4} = 0,0006 \leq [\theta] = 0,0017 \text{ радіан,}$$

тому не потрібно використовувати сферичні підшипники. На вал діє осьова сила F_a від відкритої косозубої циліндричної передачі, для посадочного діаметра $d_{\text{П}} = 75$ мм вибрано радіально-осьовий підшипник 36215, для якого динамічна вантажопідйомність $C = 64300$ Н, статична – $C_0 = 58300$ Н, зовнішній діаметр $D = 130$ мм, ширина $B_{\text{П}} = 25$ мм.

Х.1.5 Розрахунок підшипника

Максимальним радіальним навантаженням F_M приймаємо більшу з радіальних реакцій в опорах: $F_A = 8330$ Н. Приведена радіальна сила для радіально-осьових підшипників більша із сил: $F = 0,5 F_M + 0,47 F_0 = 0,5 \cdot 8330 + 0,47 \cdot 1448 = 4846$ Н або $F = F_M = 8330$ Н.

Таким чином, приведена радіальна сила, яка не повинна перевищувати статичну вантажопідйомність підшипника $F = 8330 < C_0 = 41100$ Н, підшипник вибрано правильно.

Х.2 Конструювання елементів підшипникового вузла (див. перший приклад розділу).

Х ПРОЕКТУВАННЯ ВЕДУЧОГО ОРГАНА ПРИВОДУ

Модуль 30

Ведучим органом конвеєрів **СС, СР, СЖ, СГ, СВ** (тільки для *груп спеціальностей М та Т*) є приводний барабан, для якого в розділі “Визначення параметрів ведучого органа” розраховано діаметр барабана d_B . Типова конструкція приводного барабана показана на рисунку 16.

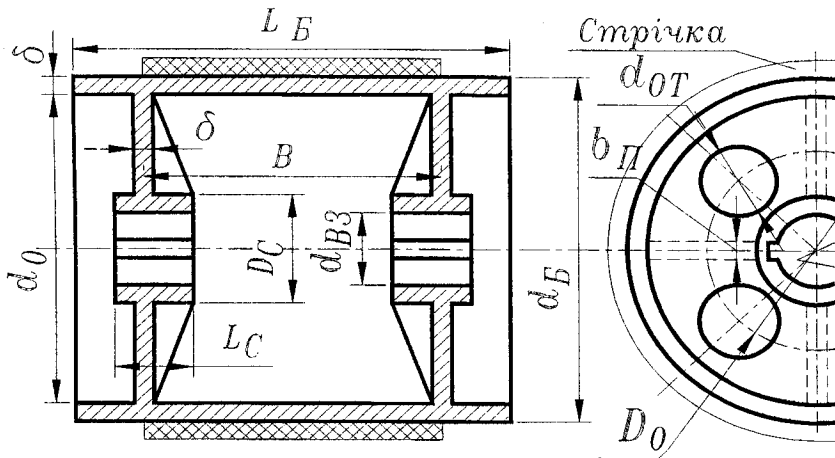


Рисунок 16 – Схема приводного барабана

Довжина ступиці $L_C = (1..1,5)d_{B3}$ мм.

Діаметр ступиці $D_C = 1,5d_{B3} + 10$ мм; діаметр посадочної ділянки під ступицю барабана d_{B3} визначено в розділі “Проектування приводного вала”.

Товщина диска та обичайки $\delta = 4..12$ мм (відповідно для діаметра барабана від 200 до 2000 мм). Довжина барабана $L_B = B + (100..200)$ мм, відповідно для ширини стрічки $B = 400..2000$ мм, встановленої в розділах “Попередній вибір тягового органа” та “Проектування вантажонесучого органа”.

Діаметр диска $d_0 = d_B - 2\delta$, діаметр кола отворів $D_0 = 0,5(d_0 + D_C)$.

Діаметр отворів у дисках $d_{OT} = 0,25(d_0 - D_C)$.

Всі одержані розміри приводяться до цілих або стандартних значень лінійних розмірів з таблиці 46.

Для всіх інших конвеєрів *окрім СС, СР, СЖ, СГ, СВ*, а також для приводів, які проектується у *групі спеціальностей Г*, ведучим елементом слугує одна або дві приводні зірочки, для яких в розділі “Визначення параметрів ведучого органа” розраховані кількість зубців z та ділильний діаметр $d_{Д}$.

Приводні зірочки залежно від типу конвеєра можуть встановлюватись як між опорами, так і на консолі (див. розділ “Графічна частина проекту”, для *груп спеціальностей Г* приводні зірочки між опорами встановлюються в двоцепних ДЦ та одноцепних міжопорних приводах ОМ, консольно – в одноцепних приводах ОК). Для *груп спеціальностей Т та М* кількість зірочок відповідає кількості тягових цепів, в конвеєрах **ЦО, ЦВ, СП, СЦ, ПШ, ПВ, КО, ВП, ВО, ВВ** кількість цепів $z_{ц} = 1$, для інших цепних $z_{ц} = 2$. Залежно від того, де встановлюється приводна зірочка, вибирається *діаметр ділянки вала для розрахунку розмірів ступиці* зірочки: для конвеєрів **ВД, КД, ПБ, ПД, ПН, ЦН, ЦР** таким діаметром є d_{B3} , для **ВО, ВП, КО, ПВ, ПШ, ЦО** – d_B .

Типова конструкція приводної зірочки показана на рисунку 17.

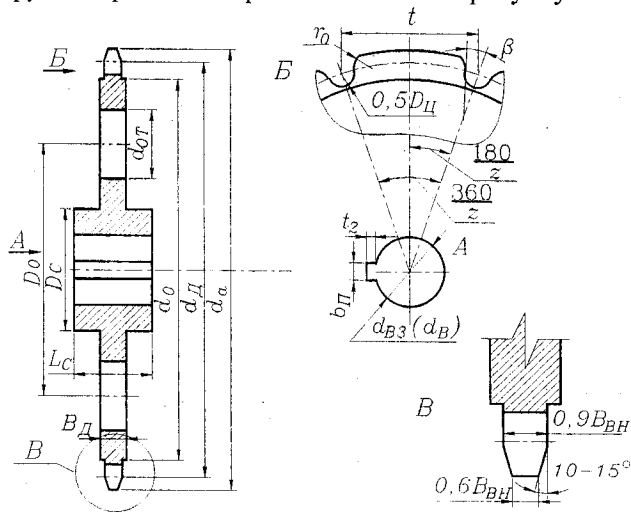


Рисунок 17 – Схема приводної зірочки

Основні розміри приводної зірочки визначаються при проектуванні за спрощеною методикою наступним чином.

Довжина ступиці $L_C = (1..1,5)d_{B3}$ мм,

Діаметр ступиці $D_C = 1,5d_{B3} + 10$ мм, (діаметр посадочної ділянки під ступицю d_B чи d_{B3} визначено в розділі “Проектування приводного вала”, застосування діаметрів d_B чи d_{B3} – див. вище).

Товщина диска $B_D = (0,25..0,35)d_{B3} \geq 8$ мм $\geq 0,9B_{ВН}$.

У наведених вище трьох формулах для **ВО, КО, ПВ, ПШ, ЦО** замість d_{B3} застосовується d_B . Внутрішня ширина цепу $B_{ВН}$, ширина пластини $h_{П}$, діаметр ролика $D_{Ц}$ вибираються з таблиці 65. Тип цепу для *групи спеціальностей Т* вибрано в розділі “Попередній вибір тягового органа”. Для *груп спеціальностей М та Г* тип цепу вибирається за заданою в розділі “Завдання та початкові дані” силою натягу тягового органа F_H . Для всіх цепних конвеєрів **крім ПВ, ПШ** вибирається тяговий цеп, в позначення марки якого в таблиці 65 входить буква М. При цьому для *груп спеціальностей М та Г* марка цепу та, в якій **число біля букви М є ближчим більшим до значення $0,01F_H$** . Для конвеєрів **ПВ, ПШ** застосовується тільки цеп Р1–106.

Таблиця 65 – Розміри тягових цепів, мм

Марка цепу	Внутрішня ширина $B_{ВН}$	Ширина пластини $h_{П}$	Діаметр ролика $D_{Ц}$ для типу цепу		
			1	2	3, 4
М20	15	18	9	12,5	25
М28	17	20	10	15	30
М40	19	25	12,5	18	36
М56	23	30	15	21	42
М80	27	35	18	25	50
М112	31	40	21	30	60
М160	36	45	25	36	70
М224	42	56	30	42	85
М315	47	60	36	50	100
Р1-106	21	30	15		

Діаметр діляного кола d_d , крок цепу t та кількість зубців зірочки z визначено або зафіксовано в розділі “Визначення параметрів ведучого органа привода”.

Зовнішній діаметр диска $d_0 = d_D - (h_{II} + 2)$, ширина пластини h_{II} вибирається за таблицею 65.

Діаметр кола отворів $D_0 = 0,5(d_0 + D_C)$.

Діаметр отворів в дисках $d_{OT} = 0,25(d_0 - D_C)$.

Діаметр кола вершин $d_a = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180}{z} \right)$, радіус заокруглення вершини зуба

$r_0 = t - 0,5D_{Ц}$, кут дотичної до вершини зуба β вибирається за умов: при $z < 8$, $\beta = 43$; $z = 9..11$, $\beta = 34$; $z = 12..15$, $\beta = 30$; $z = 16..22$, $\beta = 26$; $z = 23..45$, $\beta = 24$; $z > 45$, $\beta = 21$.

Для конвеєрів ПВ, ПШ профіль зірочки будується за схемою, наведеною на рисунку 17, але при кількості зубців вдвічі більшій фактичної ($2z$) зубці через один видаляються.

Приклад (проектування приводного барабана)

X Проектування приводного барабана ... (вказати назву конвеєра згідно із завданням конвеєра

Довжина ступиці $L_C = (1..1,5)d_{B3} = 1,25 \cdot 85 = 106,25$ мм, прийнято $L_C = 105$ мм.

Діаметр ступиці $D_C = 1,5d_{B3} + 10 = 1,5 \cdot 85 + 10 = 137,5$ мм, прийнято $D_C = 140$ мм.

Товщина диска та обичайки $\delta = 4..12$ мм, для діаметра барабана $d_B = 500$ мм прийнято $\delta = 6$ мм.

Діаметр диска $d_0 = d_B - 2\delta = 500 - 12 = 488$ мм,

діаметр кола отворів $D_0 = 0,5(d_0 + D_C) = 0,5 \cdot (488 + 140) = 314$ мм.

Діаметр отворів в дисках $d_{OT} = 0,25(d_0 - D_C) = 0,25 \cdot (488 - 140) = 87$ мм.

Приклад (проектування приводної зірочки)

Довжина ступиці $L_C = (1..1,5)d_{B3} = 1,25 \cdot 85 = 106,25$ мм, прийнято $L_C = 105$ мм.

Діаметр ступиці $D_C = 1,5d_{B3} + 10 = 1,5 \cdot 85 + 10 = 137,5$ мм, прийнято $D_C = 140$ мм

(діаметр посадочної ділянки під ступицю d_B чи d_{B3} визначено в розділі "Проектування приводного вала", застосування діаметрів d_B чи d_{B3} - див. вище).

Товщина диска:

$$V_D = (0,25..0,35)d_{B3} \geq 8 \text{ мм} \geq 0,9V_{ВН},$$

де $V_{ВН}$ - внутрішня ширина цепу, для тягового цепу М56 прийнято $V_{ВН} = 23$ мм.

$V_D = 0,3 \cdot 85 = 25,5$ мм ≥ 8 мм $\geq 0,9V_{ВН} = 0,9 \cdot 23 = 20,7$ мм, прийнято $V_D = 25$ мм.

Діаметр діляного кола $d_D = 574,713$ мм, крок цепу $t = 100$ мм та кількість зубців зірочки $z = 18$ визначено або зафіксовано в розділі... (вказується номер розділу "Визначення параметрів ведучого органа привоуду" в поточному документі, для груп спеціальностей Г - крім того в розділі "Завдання та початкові дані").

Зовнішній діаметр диска $d_0 = d_D - (h_{II} + 2)$, де h_{II} - ширина пластини, $h_{II} = 30$ мм.

$d_0 = 574,713 - (30 + 2) = 542,713$ мм, прийнято $d_0 = 543$ мм.

Діаметр кола отворів $D_0 = 0,5(d_0 + D_C) = 0,5 \cdot (543 + 140) = 341,5$, прийнято $D_0 = 342$ мм.

Діаметр отворів в дисках:

$d_{OT} = 0,25(d_0 - D_C) = 0,25 \cdot (543 - 140) = 100,75$, прийнято $d_{OT} = 100$ мм.

Діаметр кола вершин $d_a = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180}{z} \right) = 100 \left(0,5 + \operatorname{ctg} 10 \right) = 617,422$ мм.

Радіус заокруглення вершини зуба $r_0 = t - 0,5D_{Ц}$, де $D_{Ц}$ - діаметр ролика, для тягового цепу М56 типу 2 прийнято $D_{Ц} = 21$ мм.

$r_0 = 100 - 0,5 \cdot 21 = 89,5$, прийнято $r_0 = 90$ мм.

Кут дотичної до вершини зуба при $z = 16..22$ прийнято $\beta = 26^\circ$.

Х ПРОЕКТУВАННЯ ... РЕДУКТОРА

(вказується назва редуктора відповідно до завдання)

Модуль 31 (для груп спеціальностей М)

У принциповому плані число конструктивних варіантів редукторів необмежене. У кожній конкретній ситуації та чи інша схема має переваги і недоліки, тому прийняте в таких умовах рішення, як правило, – компроміс позитивних і негативних характеристик, притаманних вибраній схемі. Далі наведені приклади *найбільш уживаних типових* варіантів, що не завадить використанню інших схем, якщо доцільність цього виявиться в процесі проектування. Такі питання вирішуються в ході консультацій з керівником проекту. Для більш *поглибленого вивчення* основ конструювання редукторів рекомендується звернутись до літератури [33–39].

Розрахунок закритої черв'ячної передачі

У подальшому проектування редуктора розглядається на прикладі *черв'ячного* редуктора як такого, що передбачений завданням для груп спеціальностей М (див. модуль 1), послідовність проектування інших редукторів подана у вигляді варіантів.

Алгоритм розрахунку закритої черв'ячної передачі показано на рисунку 18.

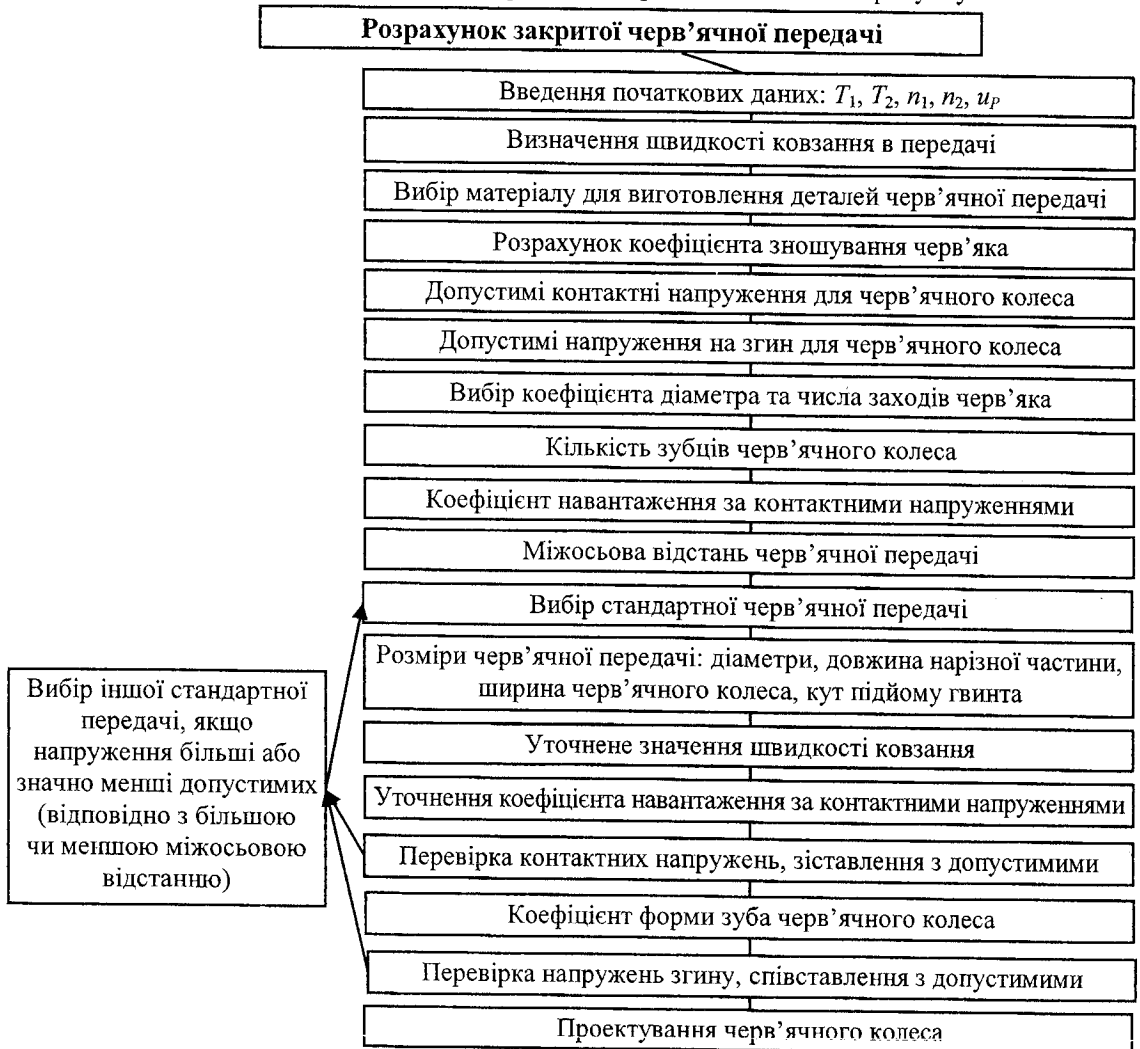


Рисунок 18 – Алгоритм розрахунку черв'ячної передачі

До початкових даних для розрахунку відкритої прямозубої передачі відносяться: обертальний момент на ведучому валу передачі (на валу шестерні) $T_1 = T_{II}$, обертальний момент на веденому валу передачі (валу колеса) $T_2 = T_{III}$, частота обертання ведучого та веденого валів $n_1 = n_{II}$, $n_2 = n_{III}$, (визначені в розділі “Силові та кінематичні параметри валів”), передаточне число редуктора u_p , розраховане в розділі “Комплектування приводу”.

Швидкість ковзання орієнтовно визначається з виразу: $V_S = 0,00045 n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}$.

Черв'яки виготовляються зі сталей, параметри яких наведені в таблиці 41. Для виготовлення вінців черв'ячних коліс використовуються антифрикційні матеріали, характеристики їх подані в таблиці 66.

Таблиця 66 – Матеріали для виготовлення черв'ячних коліс

Матеріал	Марка	Метод відливки	Границя міцності σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа
Бронза	Бр ОФ-10-1	В землю	196	137
	Бр ОФ-10-1	У форму	295	196
	Бр ОНФ	Відцентрова	285	167
	Бр ОЦС 6-6-3	В землю	147	–
	Бр АЖ 9-4Л	В землю	392	196
	ФЖН 10-4-4Л	У форму	590	275
Латунь	ЛАЖМц 66-6-3-2	У форму	638	236
Чавун	СЧ15	В землю	147	–

Примітка. Бронзи, в позначенні марки яких є буква **О**, відносяться до олов'янистих, такі бронзи як матеріал, що має низький коефіцієнт тертя ковзання, застосовуються при швидкості ковзання $V_S = 5..25$ м/с; при швидкості ковзання $V_S = 2..5$ м/с застосовуються безолов'яні бронзи (буква **О** не входить в позначення) та латунь, при цьому слід врахувати, що вони дешевші порівняно з олов'янистими бронзами; при швидкості ковзання $V_S \leq 2$ м/с можна застосовувати чавун.

Допустимі контактні напруження залежно від матеріалу, з якого виготовлені черв'ячні колеса, для **олов'янистих бронз** – $[\sigma_H] = (0,75..0,9)\sigma_B K_W$, для **безолов'янистих бронз** – $[\sigma_H] = (300..275) - 25 \cdot V_S$, для **чавунних коліс** – $[\sigma_H] = (200..175) - 35 \cdot V_S$. У наведених формулах **більші** значення числових коефіцієнтів, які дані в діапазоні, відповідають сталям з низьким вмістом вуглецю, застосовуваних для виготовлення черв'яка, **менші** – загартованим сталям; коефіцієнт K_W враховує зношування черв'яка: $K_W = 1,41 - 0,1 \cdot V_S \geq 0,8$. Допустимі напруження згину для **бронзових коліс** – $[\sigma_F]_2 = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B$, для **коліс з чавуну** – $[\sigma_F]_2 = 0,22\sigma_B$.

Орієнтовне значення швидкості ковзання V_S визначено вище, а характеристики матеріалів σ_B і σ_T – в таблиці 66.

Коефіцієнт діаметра q вибирається за таблицею 67, число заходів черв'яка z_1 – за таблицею 68 залежно від передаточного числа u_p , розрахованого в розділі “Комплектування приводу” та зафіксованого в початкових даних цього розділу.

Таблиця 67 – Коефіцієнт діаметра черв'яка

Передаточне число u_p	8; 16; 32	10; 20; 40	12,5; 25; 50	80
Коефіцієнт діаметра q	8	10	12,5	20

Таблиця 68 – Число заходів черв'яка

Передаточне число u_p	<16	16..28	>28
Число заходів z_1	4	2	1

Кількість зубців черв'ячного колеса: $z_2 = z_1 u_p$.

Міжосьова відстань черв'ячної передачі:

$$a = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{5400}{[\sigma_H] \frac{z_2}{q}} \right)^2} K_H T_2, \text{ мм,}$$

де K_H – коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями, $K_H = 1,6..1,8$.

Більш точно коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями можна визначити за формулою:

$$K_H = 1 + 0,5 \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3,$$

де Θ – коефіцієнт деформації черв'яка, який вибирається за таблицею 69.

Таблиця 69 – Коефіцієнт деформації черв'яка Θ

Число заходів черв'яка z_1	Коефіцієнт діаметра черв'яка q			
	8	10	12,5	16
1	72	108	157	194
2	57	86	125	163
4	47	70	101	131

Основні параметри деяких стандартних черв'ячних передач без зміщення, які відповідають ДСТУ 2458–94 (ГОСТ 2144–93), наведені в таблиці 70.

Таблиця 70 – Основні параметри стандартних черв'ячних передач без зміщення

Міжосьова відстань a , мм	Передаточне число u_p	Число заходів черв'яка z_1	Кількість зубців черв'ячного колеса z_2	Коефіцієнт діаметра q	Модуль зачеплення m , мм
l	2	3	4	5	6
40	8	4	32	8	2
	10	4	40	10	1,6
	16	2	32	8	2
	20	2	40	10	1,6
	32	1	32	8	2
	40	1	40	10	1,6
50	8	4	32	8	2,5
	10	4	40	10	2
	12,5	4	50	12,5	1,6
	16	2	32	8	2,5
	20	2	40	10	2
	25	2	50	12,5	1,6
	32	1	32	8	2,5
	40	1	40	10	2
63	8	4	32	10	3
	16	2	32	10	3
	32	1	32	10	3
80	8	4	32	8	4
	16	2	32	8	4
	32	1	32	8	4
	80	1	80	20	1,6

Продовження таблиці 70

1	2	3	4	5	6
100	10	4	40	10	4
	20	2	40	10	4
	40	1	40	10	4
125	10	4	40	10	5
	12,5	4	50	12,5	4
	20	2	40	10	5
	25	2	50	12,5	4
	40	1	40	10	5
	50	1	50	12,5	4
	80	1	80	20	2,5
160	8	4	32	8	8
	16	2	32	8	8
	32	1	32	8	8
200	8	4	32	8	10
	10	4	40	10	8
	16	2	32	8	10
	20	2	40	10	8
	32	1	32	8	10
	40	1	40	10	8
	80	1	80	20	4
250	8	4	32	8	12,5
	10	4	40	10	10
	12,5	4	50	12,5	8
	16	2	32	8	12,5
	20	2	40	10	10
	25	2	50	12,5	8
	32	1	32	8	12,5
	40	1	40	10	10
280	8	4	32	8	14
	16	2	32	8	14
	32	1	32	8	14
315	80	1	80	20	6,3
400	8	4	32	8	20
	10	4	40	10	16
	16	2	32	8	20
	20	2	40	10	16
	32	1	32	8	20
	40	1	40	10	16
	80	1	80	20	8
500	10	4	40	10	20
	20	2	40	10	20
	40	1	40	10	20
	80	1	80	20	10

У випадку, коли передачі, параметри яких включені у таблицю 70, не задовольняють проектувальника, рекомендується звернутись до ДСТУ 2458-94 (ГОСТ 2144-93) та вибрати передачу зі зміщенням, але в цьому випадку ускладнюється розрахунок геометричних параметрів передачі та погіршуються експлуатаційні характеристики передачі (зручність ремонту тощо).

Визначення основних розмірів черв'яка і черв'ячного колеса, мм:

– ділильні діаметри: черв'яка $d_1 = qm$,

середній для колеса $d_{m2} = mz_2$;

– діаметри кола вершин: черв'яка $d_{a1} = m(q + 2)$,

середній для колеса $d_{ma2} = m(z_2 + 2)$;

– діаметри кола впадин: черв'яка $d_{f1} = m(q - 2,4)$,

середній для колеса $d_{mf2} = m(z_2 - 2,4)$;

– максимальний діаметр черв'ячного колеса $d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$,

– довжина нарізної частини черв'яка $b_1 = (16..20)m$ (у формулі більші значення коефіцієнта вибирають для черв'яків, які шліфують, тобто виготовлені з міцних загартованих сталей);

– ширина черв'ячного колеса $b_2 = (0,67..0,75)d_{a1}$ (числові коефіцієнти у формулі – відповідно для числа заходів черв'яка $z_1 = 4..1$).

Кут підйому гвинтової лінії $\varphi = \arctg \frac{z_1}{q}$.

Уточнене значення швидкості ковзання $V_S = \frac{\pi \cdot d_1 n_1}{60000 \cos \varphi}$, м/с.

Уточнення коефіцієнта навантаження.

Коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_\beta K_V,$$

де K_β – коефіцієнт концентрації навантаження, $K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\ominus}\right)^3 (1 - X)$,

K_V – коефіцієнт динамічності навантаження (вибирається за таблицею 71);

X – коефіцієнт, який враховує характер навантаження, при спокійному навантаженні – $X = 1$; незначних коливаннях – $X = 0,6$; у випадку значних коливань – $X = 0,3$.

\ominus – коефіцієнт деформації черв'яка, вибирається з таблиці 69.

Таблиця 71 – Коефіцієнт динамічності навантаження черв'ячних передач

Ступінь точності	Швидкість ковзання V_S , м/с					
	1,5	1,5..3	3..7,5	7,5..12	12..16	16..25
6	–	–	1,0	1,1	1,3	1,5
7	1,0	1,0	1,1	1,2	–	–
8	1,15	1,25	1,4	–	–	–
9	1,25	–	–	–	–	–

Рекомендується по можливості вибирати найнижчу точність (більші значення ступеня точності), що забезпечить зниження вартості виготовлення передачі.

$$\text{Перевірка контактних напружень: } \sigma_H = \frac{5400}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2 + 1}{q}}{a}\right)^3} K_H T_2 < [\sigma_H], \text{ МПа.}$$

Якщо контактні напруження перевищують допустимі – необхідно за таблицею 70 вибрати іншу стандартну передачу з більшою міжосьовою відстанню (при умові, що передаточне число, коефіцієнт діаметра відповідають початковим умовам) і повторити розрахунок геометрії деталей передачі. У випадку ж, коли контактні напруження значно менші допустимих – можливий вибір за таблицею 70 передачі з меншою міжосьовою відстанню, відповідними передаточним числом, коефіцієнтом діаметра тощо з повторенням розрахунку геометрії деталей передачі.

Перевірка напружень згину:

$$\sigma_F = \frac{1500 K_F Y_{F2} T_2 \cos \varphi}{m^3 q z_2} \leq [\sigma_F]_2, \text{ МПа,}$$

де K_F – коефіцієнт навантаження, $K_F = K_H$;

Y_{F2} – коефіцієнт форми зубців черв'ячного колеса, $Y_{F2} = 1,25 + \frac{6}{\frac{z_2}{\cos^3 \varphi} - 20}$.

Якщо напруження згину перевищують допустимі напруження, то необхідно за таблицею 70 вибрати передачу з більшою міжосьовою відстанню (відповідно – з більшим модулем) і повторити розрахунки геометрії передачі.

Основні положення проектування черв'ячного колеса викладені нижче.

Приклад

Х.1 Розрахунок закритої черв'ячної передачі

Х.1.1 Початкові дані

Обертальний момент на швидкохідному валу редуктора $T_I = T_{II} = 5,45 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Обертальний момент на тихохідному валу редуктора $T_2 = T_{III} = 256,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Частота обертання швидкохідного вала редуктора $n_I = n_{II} = 417,4 \text{ хв}^{-1}$.

Частота обертання тихохідного вала редуктора $n_2 = n_{III} = 8,35 \text{ хв}^{-1}$.

Передаточне число редуктора $u_p = 50$.

Х.1.2 Орієнтовне значення швидкості ковзання

$$V_s = 0,00045 n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} = 0,00045 \cdot 417,4 \cdot \sqrt[3]{256,2} = 1,19 \text{ м/с.}$$

Х.1.3 Вибір матеріалів для виготовлення передачі

Для виготовлення черв'яка вибрано сталь 45 загартовану з границею міцності $\sigma_B = 590 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 330 \text{ МПа}$, твердістю поверхні $HRC = 45..55$ одиниць. Вінець черв'ячного колеса передбачається виготовити з бронзи Бр АЖ 9–4Л з границею міцності $\sigma_B = 392 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 196 \text{ МПа}$.

Х.1.4 Розрахунок допустимих напружень

Для черв'яка, виготовленого із загартованої сталі, і черв'ячного колеса з безолов'янистої бронзи:

– допустимі контактні напруження

$$[\sigma_H] = (300..275) - 25 \cdot V_s = 275 - 25 \cdot 1,19 = 245,25 \text{ МПа,}$$

– допустимі напруження згину

$$[\sigma_F]_2 = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B = 0,25 \cdot 196 + 0,08 \cdot 392 = 80,36 \text{ МПа.}$$

Х.1.5 Вибір коефіцієнта діаметра і числа заходів черв'яка

При передаточному числі редуктора $u_p = 50$ коефіцієнт діаметра $q = 12,5$, а число заходів черв'яка $z_1 = 1$.

Х.1.6 Розрахунок кількості зубців черв'ячного колеса

Кількість зубців черв'ячного колеса $z_2 = z_1 u_p = 1 \cdot 50 = 50$.

Х.1.7 Визначення міжосьової відстані передачі

Міжосьова відстань:

$$a = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{5400}{[\sigma_H] \frac{z_2}{q}} \right)^2 } \cdot K_H T_2, \text{ мм,}$$

де K_H – коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями, $K_H = 1,6..1,8$, прийнято $K_H = 1,7$.

Більш точно коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями можна визначити за формулою:

$$K_H = 1 + 0,5 \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3,$$

де Θ – коефіцієнт деформації черв'яка, $\Theta = 157$.

У цьому випадку попереднє значення коефіцієнта навантаження за контактними напруженнями $K_H = 1 + 0,5 \cdot \left(\frac{50}{157} \right)^3 = 1,016$.

$$a = \left(\frac{50}{12,5} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{5400}{245,25 \cdot \frac{50}{12,5}} \right)^2} \cdot 1,7 \cdot 256,2 = 5 \cdot 23,63 = 118,16 \text{ мм.}$$

X.1.8 Вибір стандартної передачі

Відповідно до заданого передаточного числа редуктора $u_p = 50$, коефіцієнта діаметра $q = 12,5$ і числа заходів черв'яка $z_1 = 1$ вибрана стандартна черв'ячна передача з ближчим більшим значенням міжосьової відстані $a = 125$ мм, модулем зачеплення $m = 4$ мм.

X.1.9 Визначення основних розмірів черв'яка і черв'ячного колеса

Діляльні діаметри:

– черв'яка $d_1 = qm = 12,5 \cdot 4 = 50$ мм;

– середній для колеса $d_{m2} = mz_2 = 4 \cdot 50 = 200$ мм.

Діаметри кола вершин:

– черв'яка $d_{a1} = m(q + 2) = 4(12,5 + 2) = 58$ мм;

– середній для колеса $d_{ma2} = m(z_2 + 2) = 4(50 + 2) = 208$ мм.

Діаметри кола впадин:

– черв'яка $d_{f1} = m(q - 2,4) = 4(12,5 - 2,4) = 40,4$ мм;

– середній для колеса $d_{mf2} = m(z_2 - 2,4) = 4(50 - 2,4) = 190,4$ мм.

Максимальний діаметр черв'ячного колеса:

$$d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 208 + \frac{6 \cdot 4}{1 + 2} = 216 \text{ мм.}$$

Довжина нарізної частини черв'яка $b_1 = (16..20)m$ (більші значення коефіцієнта вибирають для черв'яків, які шліфують, тобто виготовлених з міцних загартованих сталей).

$$b_1 = 20 \cdot 4 = 80 \text{ мм.}$$

Ширина черв'ячного колеса $b_2 = (0,67..0,75)d_{a1}$ (числові коефіцієнти – відповідно для числа заходів черв'яка $z_1 = 4..1$).

$b_2 = 0,75 \cdot 50 = 37,5$ мм, прийнято стандартне значення $b_2 = 38$ мм (табл. 46).

Кут підйому гвинтової лінії:

$$\varphi = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{1}{12,5} = \arctg 0,08 = 4,573^\circ = 4^\circ 34' 23''.$$

X.1.10 Уточнення коефіцієнта навантаження.

Коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_B K_V,$$

де K_B – коефіцієнт концентрації навантаження, $K_B = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta}\right)^3 (1 - X)$,

K_V – коефіцієнт динамічності навантаження (вибирається за таблицею 44).

Уточнене значення швидкості ковзання:

$$V_s = \frac{\pi \cdot d_1 n_1}{60000 \cos \varphi} = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 417,4}{60000 \cdot 0,997} = 1,095 \text{ м/с.}$$

Для восьмого ступеня точності (найбільш розповсюдженої в загальному машинобудуванні точності зубчатих та черв'ячних передач) коефіцієнт динамічності навантаження $K_V = 1,15$.

Прийнято $X = 0,6$, в п. X.1.7 – коефіцієнт деформації черв'яка $\Theta = 157$.

$$K_B = 1 + \left(\frac{50}{157}\right)^3 (1 - 0,6) = 1,013.$$

Коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями: $K_H = 1,013 \cdot 1,15 = 1,165$.

X.1.11 Перевірка контактних напружень

Контактні напруження, МПа:

$$\sigma_H = \frac{5400}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a}\right)^3} K_H T_2 =$$

$$= \frac{5400}{\frac{50}{12,5}} \sqrt{\left(\frac{\frac{50}{12,5} + 1}{125}\right)^3} 1,165 \cdot 256,2 = 350 \cdot 0,138 = 48,3 < [\sigma_H] = 245,25 \text{ МПа.}$$

X.1.12 Перевірка напружень згину

Напруження згину:

$$\sigma_F = \frac{1500 K_F Y_{F2} T_2 \cos \varphi}{m^3 q z_2} \leq [\sigma_F]_2, \text{ МПа,}$$

де K_F – коефіцієнт навантаження, $K_F = K_H = 1,165$,

Y_{F2} – коефіцієнт форми зубців черв'ячного колеса,

$$Y_{F2} = 1,25 + \frac{6}{\frac{z_2}{\cos^3 \varphi} - 20} = 1,25 + \frac{6}{\frac{50}{0,997^3} - 20} = 1,45.$$

$$\sigma_F = \frac{1500 \cdot 1,165 \cdot 1,45 \cdot 256,2 \cdot 0,997}{4^3 \cdot 12,5 \cdot 50} = 16,18 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 80,36 \text{ МПа.}$$

Подамо варіанти розрахунків закритих передач інших редукторів.

Розрахунок закритої косозубої циліндричної передачі

Алгоритм розрахунку закритої косозубої циліндричної передачі показано на рисунку 19.

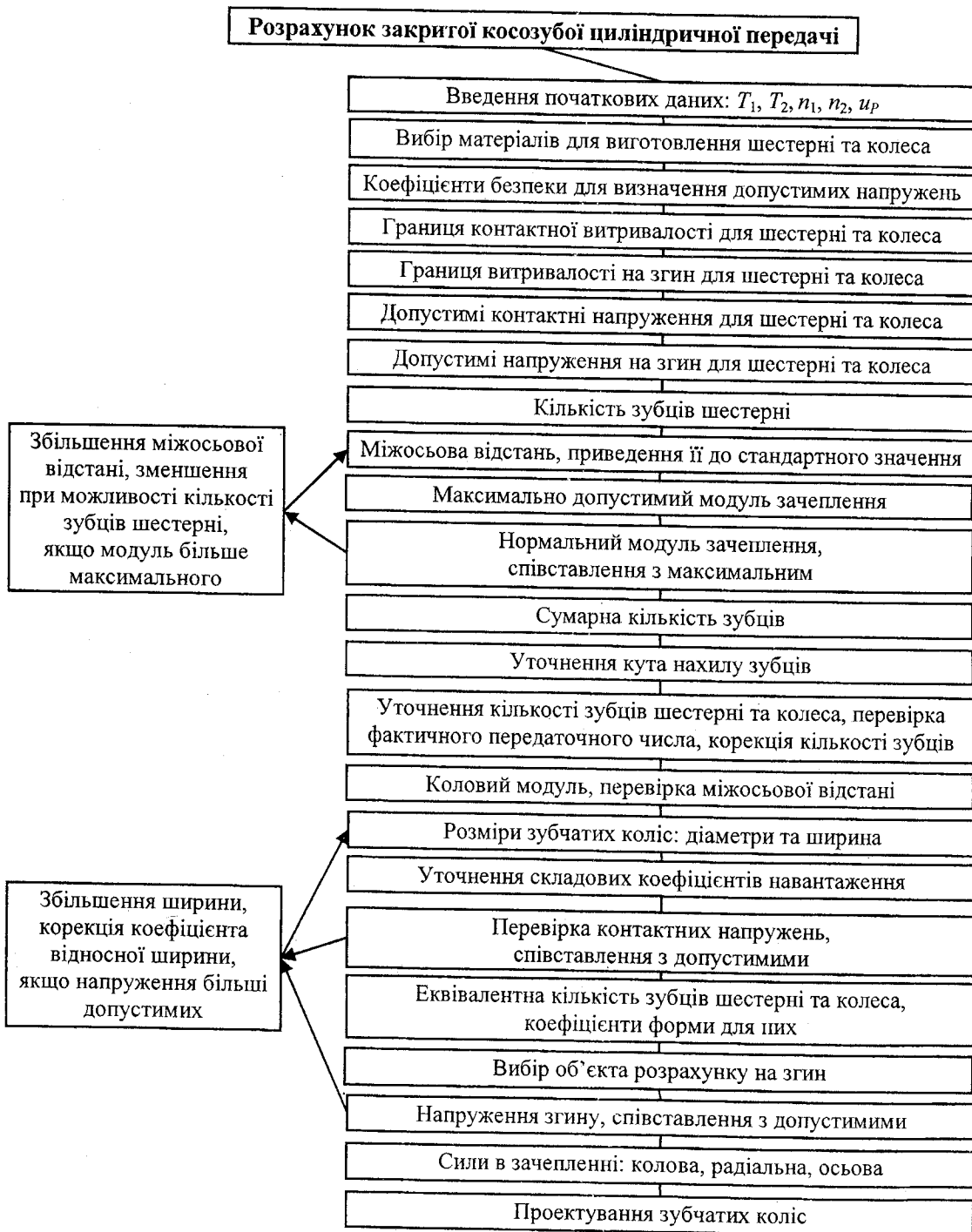


Рисунок 19 – Алгоритм розрахунку закритої косозубої циліндричної передачі

До початкових даних для розрахунку закритої косозубої циліндричної передачі відносяться: обертальний момент на ведучому валу передачі (на валу шестерні) $T_1 = T_{II}$, обертальний момент на веденому валу передачі (валу колеса) $T_2 = T_{III}$, частота обертання ведучого вала $n_1 = n_{II}$, частота обертання веденого вала $n_2 = n_{III}$, (визначені в розділі “Силові та кінематичні параметри валів”), передаточне число редуктора u_p , розраховане в розділі “Комплектування приводу”.

Вибір матеріалів для виготовлення деталей косозубої циліндричної передачі проводиться аналогічно рекомендаціям, наведеним в модулі 24 для прямозубих циліндричних передач: з таблиці 41 слід вибрати таку пару конструкційних вуглецевих чи легованих сталей, щоб витримувалась різниця між твердістю шестерні та колеса **порядку 20..30 одиниць** за Брінеллем на користь шестерні (див. детальні пояснення з цього питання в модулі 24). Сталі, які мають тільки **цифрове позначення**, відносяться до **вуглецевих**; сталі, в позначення яких входять окрім чисел ще **букви, є легованими**; сталі, в позначенні яких є буква Л, застосовуються для литих коліс.

Розрахунок допустимих напружень за контактними напруженнями та напруженнями згину ведеться аналогічно розрахунку, наведеному для відкритих прямозубих циліндричних передач, і зводиться до наступного. Коефіцієнт безпеки для контактних напружень при нормалізації та покращанні $s_H = 1,1$; при гартуванні $s_H = 1,2..1,25$, коефіцієнт безпеки для напружень згину $s_F = 1,7$. Границі витривалості за контактними напруженнями та витривалістю при напруженнях згину визначаються на основі рекомендацій, наведених у таблиці 42.

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{0,9\sigma_{HlimB}}{s_H},$$

де σ_{HlimB} – границя витривалості за контактними напруженнями, МПа;

s_H – коефіцієнт безпеки для контактних напружень.

Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FlimB}}{s_F},$$

де σ_{FlimB} – границя витривалості за напруженнями згину, МПа;

s_F – коефіцієнт безпеки, прийнято $s_F = 1,7$.

Мінімальна кількість зубців шестерні $z_{min} = 21 - 4\sqrt{u_p - 1} + \frac{8\sqrt[3]{T_2}}{u_p + 1}$, приймається ближче

ціле число зубців, **але** для передач без зміщення – **не менше 17**.

Міжосьова відстань:

$$a = (u_p + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{\Psi_a} \left(\frac{K_a}{[\sigma_H]_2 \cdot u_p} \right)^2}, \text{ мм},$$

де K_H – коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями, попередньо $K_H = 1,5..1,7$;

K_a – безрозмірний комплексний коефіцієнт, $K_a = 8500$;

Ψ_a – коефіцієнт відносної ширини, $\Psi = \frac{b}{a}$ (b – ширина зубчатого колеса), коефіцієнт

відносної ширини вибирається з стандартного ряду (скорочено): 0,2; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; для **передач загального призначення** оптимально $\Psi_a = 0,315$ або 0,4.

За одержаним результатом міжосьової відстані **приймається ближча більша стандартна** міжосьова відстань з ряду 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000 мм (табл. 44).

Максимально допустимий модуль зачеплення $[m_n] = \frac{2a}{z_1(u_p + 1)}$, мм, причому в цій формулі, як і в усіх подальших розрахунках, *застосовується стандартне значення* міжосьової відстані.

Нормальний модуль зачеплення $m_n = (0,01..0,02)a$, мм (*застосовується стандартне значення* міжосьової відстані). Одержане значення нормального модуля *приводиться до ближчого більшого* з стандартного ряду за таблицею 43. Якщо модуль перевищує максимально допустиме значення, визначене вище, то необхідно вибрати наступну більшу міжосьову відстань, але значення нормального модуля залишити таким же та при можливості зменшити кількість зубців шестерні, але не менше $z_1 = 17$.

Сумарна кількість зубців:

$$z_c = \frac{2a \cdot \cos\beta}{m_n},$$

де β – кут нахилу зубців, попередньо вибирається $\beta = 8..15^\circ$. Сумарна кількість зубців зводиться до ближчого цілого, після чого уточнюється кут нахилу зубців: $\beta = \arccos \frac{m_n z_c}{2a}$.

Уточнюється кількість зубців шестерні $z_1 = \frac{z_c}{u_p + 1}$ (передаточне число u_p зафіксовано

на початку розділу в початкових даних, в формулі застосовується ціле значення сумарної кількості зубців). Кількість зубців шестерні приводиться до ближчого цілого, але не менше 17.

Кількість зубців колеса $z_2 = z_c - z_1$ (застосовуються цілі значення кількості зубців – сумарної та шестерні). Перевіряється фактичне передаточне число передачі, відхилення його від проектного не повинно перевищувати 3%. Якщо відхилення перевищує вказану величину, кількість зубців шестерні та колеса змінюють на одиницю так, щоб сумарна кількість залишалась незмінною. Можлива при необхідності і зміна на одиницю сумарної кількості зубців з відповідним перерахунком кількості зубців шестерні та колеса.

Коловий модуль $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$, мм (визначається з точністю до 0,001 мм).

Перевіряється міжосьова відстань $a = 0,5m_t z_1(u_p + 1)$, яка повинна дорівнювати вибраному стандартному значенню. Діаметри кіл вершин: шестерні $d_{a1} = d_1 + 2m_n$, колеса $d_{a2} = d_2 + 2m_n$. Діаметри кіл впадин: шестерні $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n$, колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n$.

Всі діаметральні розміри розраховуються з *точністю до 0,001 мм*, при необхідності виконуються потрібні заокруглення, які б забезпечували точність перевірки міжосьової відстані.

Ширина колеса $b_2 = \varphi_{bm} m_n$, шестерні $b_1 = 1,12b_2$ мм, всі лінійні розміри, крім діаметрів та тих, які вибираються по окремо регламентованій процедурі, приводяться до стандартних значень лінійних розмірів з таблиці 46.

Коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

і коефіцієнт навантаження за напруженнями згину:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

де $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – коефіцієнти, які враховують розподіл навантаження між зубцями;
 $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коефіцієнти розподілу навантаження по ширині вінця;
 K_{HV} , K_{FV} – коефіцієнти динамічності навантаження.

Коефіцієнти вибираються: $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – за таблицею 47 залежно від колової швидкості $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$, $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – за таблицею 48 залежно від відносної ширини $\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}$, причому коефі-

цієнт $K_{F\beta} = \alpha K_{H\beta}$, де коефіцієнт α вибирається з останньої колонки цієї ж таблиці 48, $K_{HV} = 1$, K_{FV} – за таблицею 49 залежно від колової швидкості, визначеної вище для таблиці 47, **за рядком для косозубих передач**. Таблиці 47–49 складені для найбільш використовуваного в загальному машинобудуванні восьмого ступеня точності виготовлення зубчатих коліс. Якщо в якійсь клітинці таблиць стоїть прочерк, слід вибирати найбільше значуще число, розміщене в клітинці лівише.

Перевірка за критерієм контактної міцності проводиться за формулою:

$$\sigma_H = \frac{K_a}{au_p} \sqrt{(u_p + 1)^3 \frac{K_H T_2}{b}} \leq [\sigma_H]_2,$$

де K_a – числовий коефіцієнт, для **косозубих** $K_a = 8500$.

Якщо контактні напруження перевищують допустимі більш, ніж на 3 % знову необхідно вибрати за таблицею 46 таке значення ширини колеса b_2 , при якому буде виконуватись умова контактної міцності. Це значення ширини колеса **фіксується як остаточне**.

Еквівалентна кількість зубців z_V шестерні чи колеса розраховуються як $z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta}$, де

z – фактична кількість зубців відповідно шестерні чи колеса, розрахована та прийнята вище.

Коефіцієнт форми зуба $Y_F = 3,6 + \frac{4,5}{z_V - 10}$ визначається окремо для шестерні та колеса після

відповідної підстановки в формулу кількості зубців для цих деталей передач.

Об'єктом розрахунку на згин є та з деталей передачі – шестерня чи колесо, для якої відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ буде меншим. Якщо це відношення буде меншим для **шестерні**, то у формулах

для розрахунку напружень згину $Y_F = Y_{F1}$, $z = z_1$, $T = T_1$, $[\sigma_F] = [\sigma_F]_1$. У випадку, коли відношення менше для **колеса**, то відповідно – $Y_F = Y_{F2}$, $z = z_2$, $T = T_2$, $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2$.

Коефіцієнт відносної ширини за модулем вибирається для косозубих зубчатих передач в межах $\psi_{bm} = 15..40$, **менші значення** – для передач з низькою твердістю поверхні, грубою точністю і якістю обробки та консольним розташуванням коліс.

$$\text{Коефіцієнт кута нахилу зубців } Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}.$$

Перевірка за напруженнями згину виконується для того об'єкта – шестерні або колеса, який вибраний раніше з відповідними індексами параметрів, що входять у формулу, причому коефіцієнт навантаження слід використовувати той, який визначений у процесі його уточнення.

$$\sigma_F = \frac{2000TK_F Y_F Y_\beta}{\Phi_{bm} z m_n^3} \leq [\sigma_F], \text{ МПа.}$$

Якщо напруження згину перевищують допустимі більш, ніж на 3 % необхідно вибрати за таблицею 46 таке значення ширини колеса b_2 , при якому буде виконуватись умова міцності на згин, перерахувавши при цьому коефіцієнт відносної ширини ψ_{bm} .

У косозубій циліндричній передачі визначаються сили в зачепленні в ньютонках: колова –

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_1}, \text{ радіальна - } F_r = F_t \frac{\text{tg}\alpha}{\cos\beta}, \text{ осьова - } F_a = F_t \text{tg}\beta, \text{ де } \alpha - \text{кут зачеплення, } \alpha = 20^\circ,$$

причому як кут нахилу зубців приймається останнє кориговане значення.

Методика проектування зубчатих коліс викладена нижче.

Приклад

X.1 Розрахунок закритої косозубої циліндричної передачі

X.1.1 Початкові дані

Обертальний момент на швидкохідному валу редуктора: $T_I = T_{II} = 5,45 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Обертальний момент на тихохідному валу редуктора: $T_2 = T_{III} = 256,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Частота обертання швидкохідного вала редуктора: $n_I = n_{II} = 417,4 \text{ хв}^{-1}$.

Частота обертання тихохідного вала редуктора: $n_2 = n_{III} = 8,35 \text{ хв}^{-1}$.

Передаточне число редуктора $u_P = 5$.

X.1.2 Вибір матеріалів для виготовлення зубчатих коліс

Для виготовлення шестерні вибрано сталь 50 покращену з границею міцності $\sigma_B = 790 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$, мінімальною твердістю за Брінеллем $HB_1 = 258$ одиниць, для виготовлення колеса вибрано сталь 50 нормалізовану з границею міцності $\sigma_B = 640 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 380 \text{ МПа}$, мінімальною твердістю за Брінеллем $HB_1 = 180$ одиниць, що забезпечує більшу міцність шестерні.

X.1.3 Розрахунок допустимих напружень

X.1.3.1 Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{0,9\sigma_{HlimB}}{s_H},$$

де σ_{HlimB} – границя контактної витривалості, МПа;

s_H – коефіцієнт безпеки. Коефіцієнт безпеки за контактними напруженнями при нормалізації та покращанні $s_H = 1,1$; при гартуванні $s_H = 1,2..1,25$, коефіцієнт безпеки за напруженнями згину $s_F = 1,7$. Прийнято для вибраних матеріалів шестерні та колеса коефіцієнт запасу за контактними напруженнями $s_H = 1,1$, за напруженнями згину $s_F = 1,7$.

Границя контактної витривалості:

– для шестерні $\sigma_{HlimB1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 258 + 70 = 586 \text{ МПа}$,

$$[\sigma_H]_1 = \frac{0,9 \cdot 586}{1,1} = 479,5 \text{ МПа};$$

– для колеса $\sigma_{HlimB2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 180 + 70 = 430 \text{ МПа}$,

$$[\sigma_H]_2 = \frac{0,9 \cdot 430}{1,1} = 351,8 \text{ МПа}.$$

X.1.3.2 Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FlimB}}{s_F},$$

де σ_{FlimB} – границя витривалості на згин, МПа;

s_F – коефіцієнт безпеки, прийнято $s_F = 1,7$.

Границя витривалості на згин σ_{FlimB} :

– для шестерні $\sigma_{FlimB1} = HB_1 + 260 = 258 + 260 = 518 \text{ МПа}$,

$$[\sigma_F]_1 = \frac{518}{1,7} = 304,7 \text{ МПа};$$

– для колеса $\sigma_{FlimB2} = HB_2 + 260 = 180 + 260 = 440 \text{ МПа}$,

$$[\sigma_F]_2 = \frac{440}{1,7} = 258,8 \text{ МПа}.$$

X.1.4 Визначення кількості зубців шестерні

Мінімальна кількість зубців шестерні:

$$z_{1\min} = 21 - 4\sqrt{u_p - 1} + \frac{8\sqrt[3]{T_2}}{u_p + 1} = 21 - 4\sqrt{(5-1)} + \frac{8\sqrt[3]{256,2}}{5+1} = 21,47.$$

Прийнято ближче ціле число зубців $z_1 = 22$.

X.1.5 Розрахунок міжосьової відстані

Міжосьова відстань:

$$a = (u_p + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{\Psi_a} \left(\frac{K_a}{[\sigma_H]_2 \cdot u_p} \right)^2} \text{ мм},$$

де K_H – коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями, попередньо $K_H = 1,5..1,7$, прийнято $K_H = 1,6$;

K_a – безрозмірний комплексний коефіцієнт, $K_a = 8500$;

Ψ_a – коефіцієнт відносної ширини, для **передач загального призначення оптимально** $\Psi_a = 0,315$ або $0,4$, прийнято $\Psi_a = 0,4$.

$$a = (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,6 \cdot 256,2}{0,4} \left(\frac{8500}{351,8 \cdot 5} \right)^2} = 172,9 \text{ мм}.$$

Прийнято стандартне значення міжосьової відстані $a = 200$ мм.

X.1.6 Максимально допустимий модуль зачеплення:

$$[m_n] = \frac{2a}{z_1(u_p + 1)} = \frac{2 \cdot 200}{22(5 + 1)} = 3,02 \text{ мм}.$$

X.1.7 Нормальний модуль зачеплення $m_n = (0,01..0,02)a = 0,01 \cdot 200 = 2$ мм, що не перевищує значення максимального модуля.

X.1.8 Сумарна кількість зубців:

$$z_c = \frac{2a \cdot \cos \beta}{m_n},$$

де β – кут нахилу зубців, попередньо вибирається $\beta = 8..15^\circ$, прийнято $\beta = 10^\circ$.

$$z_c = \frac{2a \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 200 \cdot \cos 10^\circ}{2} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 0,985}{2} = 197, \text{ прийнято } z_c = 197.$$

Уточнення кута нахилу зубців:

$$\beta = \arccos \frac{m_n z_c}{2a} = \arccos \frac{2 \cdot 197}{2 \cdot 200} = \arccos 0,985 = 9,937^\circ.$$

X.1.9 Уточнена кількість зубців шестерні: $z_1 = \frac{z_c}{u_p + 1} = \frac{197}{5 + 1} = 32,83$, прийнято $z_1 = 32$.

X.1.10 Кількість зубців колеса: $z_2 = z_c - z_1 = 197 - 32 = 165$.

Перевірка фактичного передаточного числа $u_p = \frac{165}{32} = 5,156$, що відхилюється від

проектного значення передаточного числа редуктора $u_p = 5$ на $\frac{5,156 - 5}{5} \cdot 100 = 3,12$ % (допустимо не більше 3 % за абсолютною величиною). З метою зменшення відхилення проведена

корекція кількості зубців $z_1 = 33$, тоді $z_2 = z_C - z_1 = 197 - 33 = 164$. Фактичне передаточне число $u_p = \frac{164}{33} = 4,97$, що на $\frac{4,97 - 5}{5} \cdot 100 = -0,6$ % відхилюється від проектного значення передаточного числа редуктора $u_p = 5$, відхилення допустиме. Остаточню прийнято $z_1 = 33, z_2 = 164$.

$$X.1.11 \text{ Розрахунок колового модуля: } m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{2}{0,985} = 2,03 \text{ мм.}$$

Перевірка міжосьової відстані $a = 0,5m_t z_1 (u_p + 1) = 0,5 \cdot 2,03 \cdot 33(4,97 + 1) = 200$ мм, що відповідає стандартному значенню.

X.1.12 Розрахунок основних розмірів зубчатої передачі

Ділильні діаметри:

$$- \text{шестерні } d_1 = m_t z_1 = 2,03 \cdot 33 = 66,99 \text{ мм;}$$

$$- \text{коlesa } d_2 = m_t z_2 = 2,03 \cdot 164 = 332,92 \text{ мм.}$$

$$\text{Перевірка міжосьової відстані: } a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (66,99 + 332,92) = 200 \text{ мм.}$$

Діаметри кіл вершин:

$$- \text{шестерні } d_{a1} = d_1 + 2m_n = 66,99 + 2 \cdot 2 = 70,99 \text{ мм;}$$

$$- \text{коlesa } d_{a2} = d_2 + 2m_n = 332,92 + 2 \cdot 2 = 336,92 \text{ мм.}$$

Діаметри кіл впадин:

$$- \text{шестерні } d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 66,99 - 2,5 \cdot 2 = 61,99 \text{ мм;}$$

$$- \text{коlesa } d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 336,92 - 2,5 \cdot 2 = 331,92 \text{ мм.}$$

Ширина колеса $b_2 = \varphi_{bm} m_n = 20 \cdot 2 = 40$ мм, що відповідає стандартному значенню.

Ширина шестерні $b_1 = 1,12b_2 = 1,12 \cdot 40 = 44,8$ мм, прийнято стандартне значення лінійного розміру $b_1 = 45$ мм.

X.1.13 Уточнення коефіцієнтів навантаження

Коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

і коефіцієнт навантаження за напруженнями згину:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

де $K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$ – коефіцієнти, які враховують розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta}, K_{F\beta}$ – коефіцієнти розподілу навантаження по ширині вінця;

K_{HV}, K_{FV} – коефіцієнти динамічності навантаження.

$$\text{Колова швидкість } V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 66,99 \cdot 417,4}{60000} = 1,463 \text{ м/с.}$$

$$\text{Діаметральний коефіцієнт відносної ширини } \psi_{ba} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{40}{66,99} = 0,597.$$

Складові коефіцієнтів навантаження:

$$K_{H\alpha} = 1,04, K_{F\alpha} = 1,15, K_{H\beta} = 1,028, K_{F\beta} = 1,028 \cdot 1,1 = 1,13; K_{HV} = 1, K_{FV} = 1,1.$$

$$\text{Коефіцієнти навантаження: } K_H = 1,04 \cdot 1,028 \cdot 1 = 1,07; K_F = 1,15 \cdot 1,13 \cdot 1,1 = 1,43.$$

X.1.14 Перевірка контактних напружень:

$$\sigma_H = \frac{K_a}{a u_p} \sqrt{(u_p + 1)^3 \frac{K_H T_2}{b_2}} \leq [\sigma_H]_2,$$

де $K_a = 8500$ (для косозубих).

$$\sigma_H = \frac{8500}{200 \cdot 5} \sqrt{(5 + 1)^3 \frac{1,07 \cdot 256,2}{40}} = 327,04 \leq [\sigma_H]_2 = 351,8 \text{ МПа, таким чином, оста-}$$

точна ширина колеса $b_2 = 40$ мм.

Х.1.15 Розрахунок коефіцієнта форми зуба

Коефіцієнт форми зуба:

$$Y_F = 3,6 + \frac{4,5}{z_V - 10},$$

де z_V – еквівалентне число зубців, $z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta}$, z – фактичне число зубців.

Для шестерні $z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{34}{\cos^3 9,937^\circ} = \frac{34}{0,985^3} = 35,58$;

$$Y_{F1} = 3,6 + \frac{4,5}{z_{V1} - 10} = 3,6 + \frac{4,5}{35,58 - 10} = 3,776.$$

Для колеса $z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{164}{\cos^3 9,937^\circ} = \frac{164}{0,985^3} = 171,607$;

$$Y_{F2} = 3,6 + \frac{4,5}{z_{V2} - 10} = 3,6 + \frac{4,5}{171,607 - 10} = 3,628.$$

Х.1.16 Вибір об'єкта розрахунку

Розрахунок на згин виконується для тієї з деталей передачі – шестерні чи колеса, для якої відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ буде меншим.

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{304,7}{3,776} = 80,694; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{258,8}{3,628} = 71,334.$$

Оскільки відношення менше для колеса, то об'єктом розрахунку є колоесо:

$$Y_F = Y_{F2} = 3,628; \quad z = z_2 = 164; \quad T = T_2 = 256,2 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad [\sigma_F] = [\sigma_F]_2 = 258,8 \text{ МПа}.$$

Х.1.17 Визначення коефіцієнтів кута нахилу зубців та відносної ширини за модулем

Коефіцієнт кута нахилу зубців:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{9,937}{140} = 0,929.$$

Коефіцієнт відносної ширини за модулем для косозубих циліндричних передач $\psi_{bm} = 15..40$, прийнято $\psi_{bm} = 20$.

Х.1.18 Перевірка напружень згину

Перевірка виконується згідно з вибраним об'єктом розрахунку для колеса:

$$\sigma_F = \frac{2000TK_F Y_F Y_\beta}{\Phi_{bm} z m_n^3} \leq [\sigma_F] \text{ МПа}.$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 256,2 \cdot 1,43 \cdot 3,628 \cdot 0,929}{20 \cdot 164 \cdot 2^3} = 94,015 < 258,8 \text{ МПа, що гарантує міцність на згин}.$$

Х.1.19 Розрахунок сил в зачепленні

Колова сила $F_t = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 256,2}{66,99} = 7649 \text{ Н}.$

Радіальна сила $F_r = F_t \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta},$

де α – кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$; $F_r = 7649 \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 9,937^\circ} = 7649 \frac{0,364}{0,985} = 2837 \text{ Н}.$

Осьова сила $F_a = F_t \text{tg} \beta = 7649 \cdot \text{tg} 9,937^\circ = 7649 \cdot 0,175 = 1339 \text{ Н}.$

Розрахунок закритої прямозубої циліндричної передачі

Алгоритм розрахунку закритої прямозубої циліндричної передачі наведено на рисунку 20.

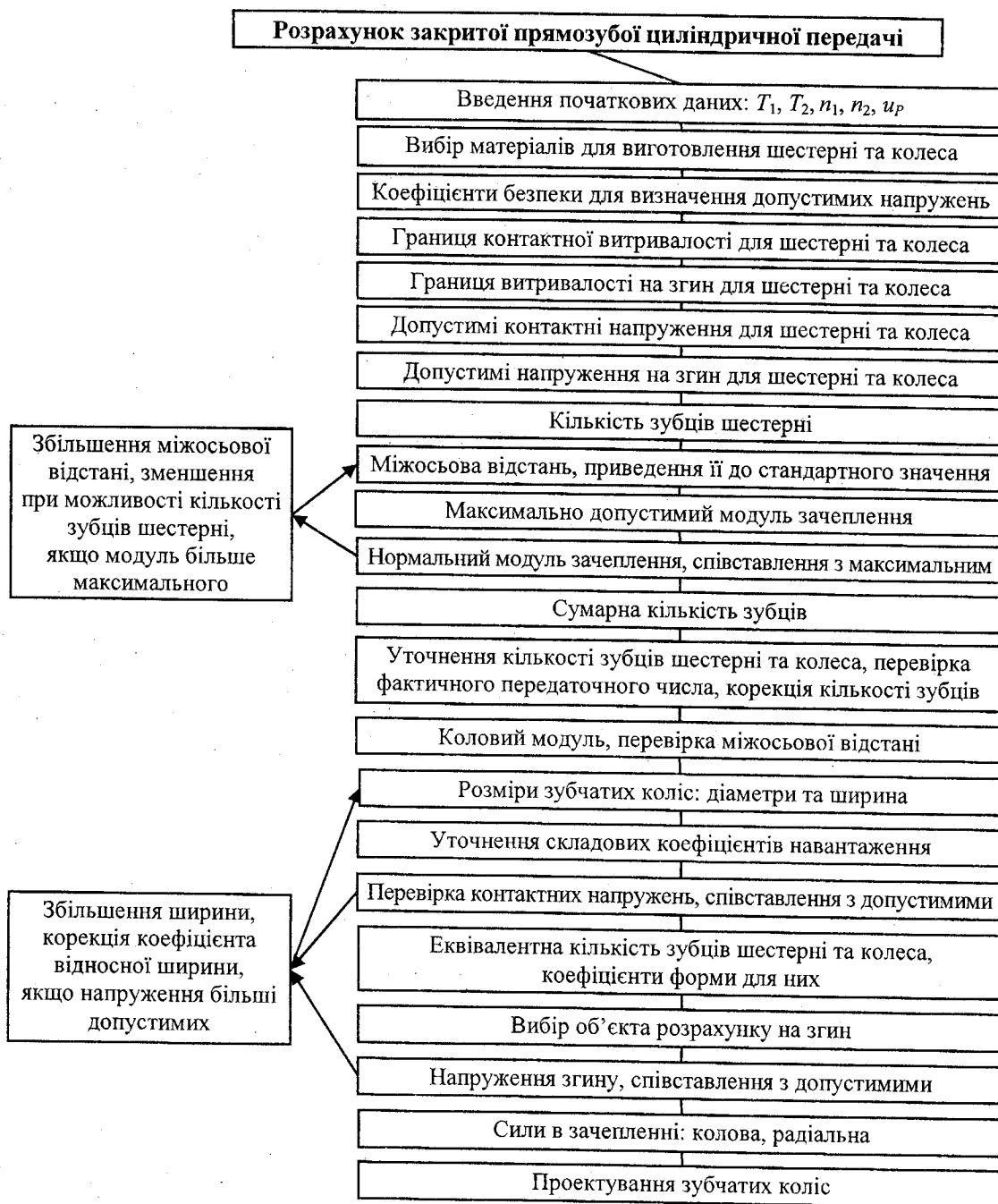


Рисунок 20 – Алгоритм розрахунку закритої прямозубої циліндричної передачі

За аналогією із закритими косозубими циліндричними передачами до початкових даних для розрахунку закритої прямозубої циліндричної передачі відносяться: обертальний момент на ведучому валу передачі (на валу шестерні) $T_1 = T_{II}$, обертальний момент на веденому валу

передачі (валу колеса) $T_2 = T_{II}$, частота обертання ведучого вала $n_1 = n_{II}$, частота обертання веденого вала $n_2 = n_{III}$, (визначені в розділі “Силові та кінематичні параметри валів”), передаточне число редуктора u_p , розраховане в розділі “Комплектування приводу”.

Вибір матеріалів для виготовлення деталей закритої прямозубої циліндричної передачі проводиться аналогічно рекомендаціям, наведеним в модулі 24 для відкритих прямозубих циліндричних передач: з таблиці 41 слід вибрати таку пару конструкційних вуглецевих чи легованих сталей, щоб витримувалась різниця між твердістю шестерні та колеса **порядку 20..30 одиниць** за Брінеллем на користь шестерні (див. детальні пояснення з цього питання в модулі 24). Сталі, які мають тільки **цифрове позначення**, відносяться до **вуглецевих**; сталі, в позначеннях яких входять окрім чисел ще **букви, є легованими**; сталі, в позначенні яких є буква Л, застосовуються для литих коліс.

Розрахунок допустимих напружень по контактних напруженнях та напруженнях згину ведеться аналогічно відкритим прямозубим циліндричним передачам в наступній послідовності. Коефіцієнт безпеки для контактних напружень при нормалізації та покращанні $s_H = 1,1$; при гартуванні $s_H = 1,2..1,25$, коефіцієнт безпеки для напружень згину $s_F = 1,7$. Границі витривалості за контактними напруженнями та витривалості за напруженнями згину визначаються на основі рекомендацій, наведених в таблиці 42.

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{0,9\sigma_{HlimB}}{s_H},$$

де σ_{HlimB} – границя витривалості за контактними напруженнями, МПа;

s_H – коефіцієнт безпеки для контактних напружень.

Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FlimB}}{s_F},$$

де σ_{FlimB} – границя витривалості за напруженнями згину, МПа;

s_F – коефіцієнт безпеки, прийнято $s_F = 1,7$.

Мінімальна кількість зубців шестерні $z_{1min} = 21 - 4\sqrt{u_p - 1} + \frac{8\sqrt{T_2}}{u_p + 1}$, приймається ближче

ціле число зубців, **але** для передач без зміщення – **не менше 17**.

Міжосьова відстань:

$$a = (u_p + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{\Psi_a} \left(\frac{K_a}{[\sigma_H]_2 \cdot u_p} \right)^2} \text{ мм,}$$

де K_H – коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями, попередньо $K_H = 1,5..1,7$;

K_a – безрозмірний комплексний коефіцієнт, $K_a = 10000$;

Ψ_a – коефіцієнт відносної ширини, $\Psi = \frac{b}{a}$ (b – ширина зубчатого колеса), коефіцієнт відносної ширини вибирається зі стандартного ряду (скорочено): 0,2; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; для **передач загального призначення** оптимально $\Psi_a = 0,315$ або 0,4.

За одержаним результатом міжосьової відстані **приймається ближча більша стандартна** міжосьова відстань з ряду 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000 мм (табл. 44).

Максимально допустимий модуль зачеплення $[m_n] = \frac{2a}{z_1(u_p + 1)}$, мм, причому в цій формулі, як і в усіх подальших розрахунках, *застосовується стандартне значення* міжосьової відстані.

Нормальний модуль зачеплення $m_n = (0,01..0,02)a$, мм (*застосовується стандартне значення* міжосьової відстані). Одержане значення нормального модуля *приводиться до ближчого більшого* із стандартного ряду за таблицею 43. Якщо модуль перевищує максимально допустиме значення, визначене вище, то необхідно вибрати наступну більшу міжосьову відстань, але значення нормального модуля залишити таким самим та при можливості зменшити кількість зубців шестерні, але не менше $z_1 = 17$.

$$\text{Сумарна кількість зубців } z_C = \frac{2a}{m_n}.$$

Уточнюється кількість зубців шестерні $z_1 = \frac{z_C}{u_p + 1}$ (передаточне число u_p зафіксовано

на початку розділу в початкових даних, в формулі застосовується ціле значення сумарної кількості зубців). Кількість зубців шестерні приводиться до ближчого цілого, але не менше 17.

Кількість зубців колеса $z_2 = z_C - z_1$ (застосовуються цілі значення кількості зубців – сумарної та шестерні). Перевіряється фактичне передаточне число передачі, відхилення його від проектного не повинно перевищувати 3 %. Якщо відхилення перевищує вказану величину, кількість зубців шестерні та колеса змінюють на одиницю так, щоб сумарна кількість залишалась незмінною. Можлива при необхідності і зміна на одиницю сумарної кількості зубців з відповідним перерахунком кількості зубців шестерні та колеса.

Коловий модуль в прямозубій циліндричній передачі дорівнює нормальному (стандартному) модулю зачеплення $m_t = m_n$.

Перевіряється міжосьова відстань $a = 0,5m_t z_1(u_p + 1)$, яка повинна дорівнювати вибраному стандартному значенню. Діаметри кіл вершин: шестерні $d_{a1} = d_1 + 2m_n$, колеса $d_{a2} = d_2 + 2m_n$. Діаметри кіл впадин: шестерні $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n$, колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n$.

Всі діаметральні розміри розраховуються з *точністю до 0,001 мм*, при необхідності виконуються потрібні заокруглення, які б забезпечували точність перевірки міжосьової відстані.

Ширина колеса $b_2 = \varphi_{bm} m_n$, шестерні $b_1 = 1,12b_2$ мм, всі лінійні розміри, крім діаметрів та тих, які вибираються за окремо регламентованою процедурою, приводяться до стандартних значень лінійних розмірів з таблиці 46.

Коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

і коефіцієнт навантаження за напруженнями згину:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

де $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – коефіцієнти, які враховують розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коефіцієнти розподілу навантаження по ширині вінця;

K_{HV} , K_{FV} – коефіцієнти динамічності навантаження.

Коефіцієнти вибираються: $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – за таблицею 47 залежно від колової швидкості

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}, \quad K_{H\beta}, \quad K_{F\beta} \text{ – за таблицею 48 залежно від відносної ширини } \psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}, \text{ причому}$$

коефіцієнт $K_{F\beta} = \alpha K_{H\beta}$, де коефіцієнт α вибирається з останньої колонки цієї ж таблиці 48, $K_{HV} = 1$, K_{FV} – за таблицею 49 залежно від колової швидкості, визначеної вище для таблиці 47, *за рядком для прямозубих передач*. Таблиці 47–49 складені для найбільш використовуваного

у загальному машинобудуванні восьмого ступеня точності виготовлення зубчатих коліс. У випадку, якщо в якійсь клітинці таблиць стоїть прочерк, слід вибрати найбільше значуще число, котре стоїть в клітинці лівише.

Перевірка за критерієм контактної міцності проводиться за формулою:

$$\sigma_H = \frac{K_a}{a u_p} \sqrt{(u_p + 1)^3 \frac{K_H T_2}{b}} \leq [\sigma_H]_2,$$

де K_a – числовий коефіцієнт, для **прямозубих** $K_a = 10000$.

Якщо контактні напруження перевищують допустимі більш, ніж на 3 % знову необхідно вибрати за таблицею 46 таке значення ширини колеса b_2 , при якому буде виконуватись умова контактної міцності. Це значення ширини колеса **фіксується як остаточне**.

Еквівалентна кількість зубців z_V шестерні чи колеса прямозубих циліндричних передач дорівнює дійсній кількості зубців відповідно шестерні чи колеса $z_V = z$, де z – фактична кількість зубців відповідно шестерні чи колеса, розрахована та прийнята вище. Коефіцієнт форми зуба $Y_F = 3,6 + \frac{4,5}{z_V - 10}$ розраховується окремо для шестерні та колеса після відповідної

підстановки в формулу кількості зубців для цих деталей передачі.

Об'єктом розрахунку на згин є та з деталей передачі – шестерня чи колесо, для якої відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ буде меншим. Якщо це відношення буде меншим для **шестерні**, то в наведе-

дених формулах для розрахунку напружень згину $Y_F = Y_{F1}$, $z = z_1$, $T = T_1$, $[\sigma_F] = [\sigma_F]_1$. У випадку, коли відношення менше для **колеса**, то – $Y_F = Y_{F2}$, $z = z_2$, $T = T_2$, $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2$.

Коефіцієнт відносної ширини за модулем вибирається для прямозубих литих коліс $\psi_{bm} = 6..10$, з нарізними зубцями $\psi_{bm} = 10..20$, **менші значення** – для передач з низькою твердістю поверхні, грубою точністю і якістю обробки та консольним розташуванням коліс. Коефіцієнт кута нахилу зубців для прямозубих циліндричних передач $Y_\beta = 1$.

Перевірка за напруженнями згину виконується для того об'єкта – шестерні або колеса, який вибраний раніше з відповідними індексами параметрів, що входять в формулу, причому коефіцієнт навантаження слід використовувати, який визначений у процесі його уточнення.

$$\sigma_F = \frac{2000 T K_F Y_F Y_\beta}{\varphi_{bm} z m_n^3} \leq [\sigma_F], \text{ МПа.}$$

Якщо напруження згину перевищують допустимі більш, ніж на 3 %, необхідно вибрати за таблицею 46 таке значення ширини колеса b_2 , при якому буде виконуватись умова міцності на згин, перерахувавши при цьому коефіцієнт відносної ширини ψ_{bm} .

У косозубій циліндричній передачі визначаються сили в зачепленні у ньютонках: колова – $F_t = \frac{2000 T_1}{d_1}$, радіальна – $F_r = F_t \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta}$, де α – кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$.

Методика проектування зубчатих коліс викладена нижче.

Приклад

Х.1 Розрахунок закритої прямозубої циліндричної передачі

Х.1.1 Початкові дані

Обертальний момент на швидкохідному валу редуктора: $T_1 = T_{II} = 5,45 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Обертальний момент на тихохідному валу редуктора: $T_2 = T_{III} = 256,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Частота обертання швидкохідного вала редуктора: $n_1 = n_{II} = 417,4 \text{ хв}^{-1}$.

Частота обертання тихохідного вала редуктора: $n_2 = n_{III} = 8,35 \text{ хв}^{-1}$.

Передаточне число редуктора: $u_p = 5$.

Х.1.2 Вибір матеріалів для виготовлення зубчатих коліс

Для виготовлення шестерні вибрано сталь 50 покращену з границею міцності $\sigma_B = 790 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$, мінімальною твердістю за Брінеллем $HB_1 = 258$ одиниць, для виготовлення колеса вибрано сталь 50 нормалізовану з границею міцності $\sigma_B = 640 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 380 \text{ МПа}$, мінімальною твердістю за Брінеллем $HB_1 = 180$ одиниць, що забезпечує більшу міцність шестерні.

Х.1.3 Розрахунок допустимих напружень

Х.1.3.1 Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{0,9\sigma_{HlimB}}{s_H},$$

де σ_{HlimB} – границя контактної витривалості, МПа;

s_H – коефіцієнт безпеки. Коефіцієнт безпеки за контактними напруженнями при нормалізації та покращанні $s_H = 1,1$; при гартуванні $s_H = 1,2..1,25$, коефіцієнт безпеки за напруженнями згину $s_F = 1,7$. Прийнято для вибраних матеріалів шестерні та колеса коефіцієнт запасу за контактними напруженнями $s_H = 1,1$, за напруженнями згину $s_F = 1,7$.

Границя контактної витривалості:

– для шестерні $\sigma_{HlimB1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 258 + 70 = 586 \text{ МПа}$,

$$[\sigma_H]_1 = \frac{0,9 \cdot 586}{1,1} = 479,5 \text{ МПа};$$

– для колеса $\sigma_{HlimB2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 180 + 70 = 430 \text{ МПа}$,

$$[\sigma_H]_2 = \frac{0,9 \cdot 430}{1,1} = 351,8 \text{ МПа}.$$

Х.1.3.2 Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FlimB}}{s_F},$$

де σ_{FlimB} – границя витривалості на згин, МПа; s_F – коефіцієнт безпеки, прийнято $s_F = 1,7$.

Границя витривалості на згин σ_{FlimB} :

– для шестерні $\sigma_{FlimB1} = HB_1 + 260 = 258 + 260 = 518 \text{ МПа}$,

$$[\sigma_F]_1 = \frac{518}{1,7} = 304,7 \text{ МПа};$$

– для колеса $\sigma_{FlimB2} = HB_2 + 260 = 180 + 260 = 440 \text{ МПа}$,

$$[\sigma_F]_2 = \frac{440}{1,7} = 258,8 \text{ МПа}.$$

Х.1.4 Визначення кількості зубців шестерні

Мінімальна кількість зубців шестерні:

$$z_{jmin} = 21 - 4\sqrt{u_p - 1} + \frac{8\sqrt[3]{T_2}}{u_p + 1} = 21 - 4\sqrt{(5-1)} + \frac{8 \cdot \sqrt[3]{256,2}}{5+1} = 21,47.$$

Прийнято ближче ціле число зубців $z_1 = 22$.

X.1.5 Розрахунок міжосьової відстані

Міжосьова відстань:

$$a = (u_p + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{\Psi_a} \left(\frac{K_a}{[\sigma_H]_2 \cdot u_p} \right)^2}, \text{ мм,}$$

де K_H – коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями, попередньо $K_H = 1,5..1,7$, прийнято $K_H = 1,6$;

K_a – безрозмірний комплексний коефіцієнт, $K_a = 10000$;

Ψ_a – коефіцієнт відносної ширини, для **передач загального призначення оптимально** $\Psi_a = 0,315$ або $0,4$, прийнято $\Psi_a = 0,4$.

$$a = (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,6 \cdot 256,2}{0,4} \left(\frac{10000}{351,8 \cdot 5} \right)^2} = 192,69 \text{ мм.}$$

Прийнято стандартне значення міжосьової відстані $a = 200$ мм.

X.1.6 Максимально допустимий модуль зачеплення:

$$[m_n] = \frac{2a}{z_1(u_p + 1)} = \frac{2 \cdot 200}{22(5 + 1)} = 3,02 \text{ мм.}$$

X.1.7 Нормальний модуль зачеплення $m_n = (0,01..0,02)a = 0,01 \cdot 200 = 2$ мм, що не перевищує значення максимального модуля.

X.1.8 Сумарна кількість зубців:

$$z_c = \frac{2a}{m_n} = \frac{2 \cdot 200}{2} = 200, \text{ прийнято } z_c = 200.$$

X.1.9 Уточнена кількість зубців шестерні $z_1 = \frac{z_c}{u_p + 1} = \frac{200}{5 + 1} = 33,33$, прийнято $z_1 = 33$.

X.1.10 Кількість зубців колеса $z_2 = z_c - z_1 = 200 - 33 = 167$.

Перевірка фактичного передаточного числа $u_p = \frac{167}{33} = 5,061$, що відхилюється від

проектного значення передаточного числа редуктора $u_p = 5$ на $\frac{5,061 - 5}{5} \cdot 100 = 1,22$ % (допустимо не більше 3 % за абсолютною величиною). Таким чином, відхилення допустиме. Остаточно прийнято $z_1 = 33$, $z_2 = 167$.

X.1.11 У прямозубій передачі коловий модуль дорівнює нормальному $m_t = m_n = 2$ мм.

Перевірка міжосьової відстані $a = 0,5m_t z_1(u_p + 1) = 0,5 \cdot 2 \cdot 33(5,061 + 1) = 200$ мм, що відповідає стандартному значенню.

X.1.12 Розрахунок основних розмірів зубчатої передачі

Ділильні діаметри:

– шестерні $d_1 = m_t z_1 = 2 \cdot 33 = 66$ мм;

– колеса $d_2 = m_t z_2 = 2 \cdot 167 = 334$ мм.

Перевірка міжосьової відстані:

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (66 + 334) = 200 \text{ мм.}$$

Діаметри кіл вершин:

$$- \text{шестерні } d_{a1} = d_1 + 2m_n = 66 + 2 \cdot 2 = 70 \text{ мм};$$

$$- \text{колеса } d_{a2} = d_2 + 2m_n = 334 + 2 \cdot 2 = 338 \text{ мм}.$$

Діаметри кіл впадин:

$$- \text{шестерні } d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 66 - 2,5 \cdot 2 = 61 \text{ мм};$$

$$- \text{колеса } d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 334 - 2,5 \cdot 2 = 329 \text{ мм}.$$

Ширина:

$$- \text{колеса } b_2 = \varphi_{bm} m_n = 20 \cdot 2 = 40 \text{ мм, що відповідає стандартному значенню};$$

$$- \text{шестерні } b_1 = 1,12b_2 = 1,12 \cdot 40 = 44,8 \text{ мм, прийнято стандартне значення лінійного розміру } b_1 = 45 \text{ мм}.$$

X.1.13 Уточнення коефіцієнтів навантаження

Коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

і коефіцієнт навантаження за напруженнями згину:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

де $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – коефіцієнти, які враховують розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коефіцієнти розподілу навантаження по ширині вінця;

K_{HV} , K_{FV} – коефіцієнти динамічності навантаження.

$$\text{Колова швидкість } V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 66 \cdot 417,4}{60000} = 1,442 \text{ м/с}.$$

$$\text{Діаметральний коефіцієнт відносної ширини } \psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{40}{66} = 0,606.$$

Складові коефіцієнтів навантаження:

$$K_{H\alpha} = 1,04, K_{F\alpha} = 1,15, K_{H\beta} = 1,028, K_{F\beta} = 1,028 \cdot 1,1 = 1,13; K_{HV} = 1, K_{FV} = 1,25.$$

$$\text{Коефіцієнти навантаження: } K_H = 1,04 \cdot 1,028 \cdot 1 = 1,07; K_F = 1,15 \cdot 1,13 \cdot 1,25 = 1,624.$$

X.1.14 Перевірка контактних напружень:

$$\sigma_H = \frac{K_a}{a u_p} \sqrt{(u_p + 1)^3 \frac{K_H T_2}{b_2}} \leq [\sigma_H]_2,$$

де $K_a = 10000$ (для прямозубих).

$$\sigma_H = \frac{10000}{200 \cdot 5} \sqrt{(5 + 1)^3 \frac{1,07 \cdot 256,2}{40}} = 384,75 > [\sigma_H]_2 = 351,8 \text{ МПа, що призводить до пере-}$$

вантаження передачі на $\frac{384,75 - 351,8}{351,8} \cdot 100 = 9,366 \%$ при допустимому перевантаженні 3 %

(якщо контактні напруження менші допустимих, то перевірка завантаження не виконується).

Вибрана стандартна ширина колеса $b_2 = 48$ мм, при якій

$$\sigma_H = \frac{10000}{200 \cdot 5} \sqrt{(5 + 1)^3 \frac{1,07 \cdot 256,2}{48}} = 351,23 < [\sigma_H]_2 = 351,8 \text{ МПа}.$$

Таким чином, остаточна ширина колеса $b_2 = 48$ мм.

X.1.15 Розрахунок коефіцієнта форми зуба

Коефіцієнт форми зуба:

$$Y_F = 3,6 + \frac{4,5}{z_V - 10},$$

де z_V – еквівалентне число зубців, для прямозубих передач $z_V = z$, z – фактичне число зубців.

Для шестерні $z_{V1} = z_1 = 33$:

$$Y_{F1} = 3,6 + \frac{4,5}{z_{V1} - 10} = 3,6 + \frac{4,5}{33 - 10} = 3,796.$$

Для колеса $z_{V2} = z_2 = 167$:

$$Y_{F2} = 3,6 + \frac{4,5}{z_{V2} - 10} = 3,6 + \frac{4,5}{167 - 10} = 3,629.$$

X.1.16 Вибір об'єкта розрахунку

Розрахунок на згин виконується для тієї з деталей передачі – шестерні чи колеса, для якої відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ буде меншим.

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{304,7}{3,796} = 80,269; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{258,8}{3,629} = 71,335.$$

Оскільки відношення менше для колеса, то об'єктом розрахунку є колесо,

$Y_F = Y_{F2} = 3,629$; $z = z_2 = 167$; $T = T_2 = 256,2$ Н·м; $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2 = 258,8$ МПа.

X.1.17 Визначення коефіцієнтів кута нахилу зубців та відносної ширини за модулем

Коефіцієнт кута нахилу зубців для прямозубих передач $Y_\beta = 1$.

Коефіцієнт відносної ширини за модулем для прямозубих циліндричних передач $\psi_{bm} = 10..20$, прийнято $\psi_{bm} = 15$.

X.1.18 Перевірка напружень згину

Перевірка виконується згідно з вибраним об'єктом розрахунку для колеса:

$$\sigma_F = \frac{2000TK_F Y_F Y_\beta}{\psi_{bm} z m_n^3} \leq [\sigma_F], \text{ МПа.}$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 256,2 \cdot 1,624 \cdot 3,629 \cdot 1}{15 \cdot 167 \cdot 2^3} = 150,69 < 258,8 \text{ МПа, що гарантує міцність на згин.}$$

X.1.19 Розрахунок сил в зачепленні

$$\text{Колова сила } F_t = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 256,2}{66} = 7764 \text{ Н.}$$

Радіальна сила $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$,

де α – кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$; $F_r = 7764 \operatorname{tg} 20^\circ = 7649 \cdot 0,364 = 2826$ Н.

Розрахунок закритої прямозубої конічної передачі

Алгоритм розрахунку закритої прямозубої конічної передачі показано на рисунку 21.

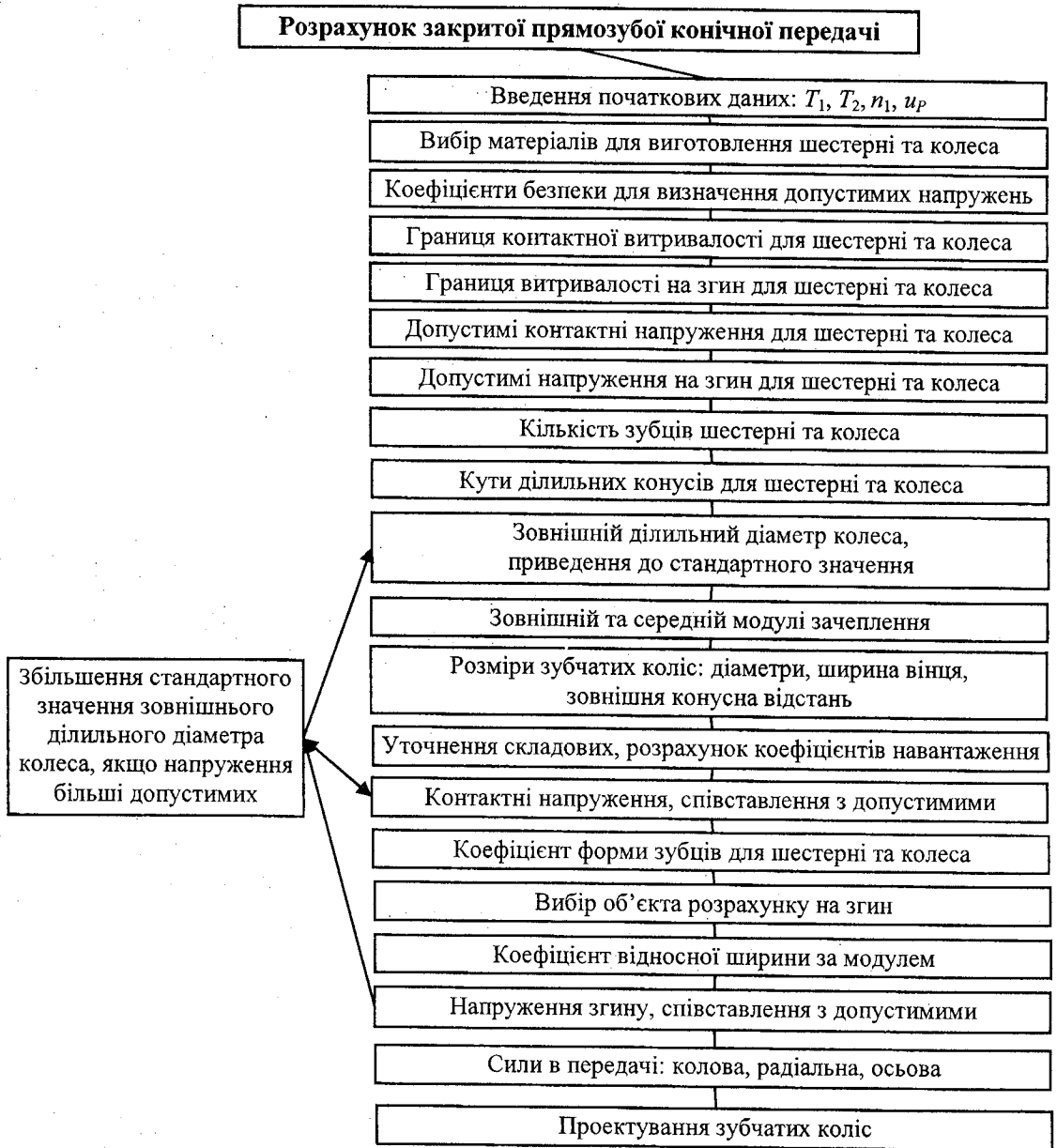


Рисунок 21 – Алгоритм розрахунку закритої прямозубої конічної передачі

Для розрахунку закритої конічної прямозубої передачі необхідні початкові дані: обертальний момент на ведучому валу передачі (на валу шестерні) $T_1 = T_{II}$, обертальний момент на веденому валу передачі (валу колеса) $T_2 = T_{III}$, частота обертання ведучого вала $n_1 = n_{II}$, (визначені в розділі “Силові та кінематичні параметри валів”), передаточне число передачі u_p , розраховане в розділі “Комплектування приводу”.

Вибір матеріалів для виготовлення деталей конічної передачі проводиться аналогічно рекомендаціям, наведеним в модулі 24 для прямозубих циліндричних передач: з таблиці 41 вибирається така пара конструкційних вуглецевих чи легованих сталей, щоб витримувалась

різниця між твердістю шестерні та колеса **порядку 20..30 одиниць** за Брінеллем на користь шестерні (див. детальні пояснення з цього питання в модулі 24).

Методика визначення допустимих контактних напружень та напружень згину – повністю аналогічна послідовності, яка викладена для циліндричних передач.

Коефіцієнт безпеки для контактних напружень при нормалізації і покращанні $s_H = 1,1$; при гартуванні $s_H = 1,2..1,25$, коефіцієнт безпеки для напружень згину $s_F = 1,7$.

Границі витривалості за контактними напруженнями та напруженнями згину визначаються на основі рекомендацій, наведених у таблиці 42.

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{0,9\sigma_{HlimB}}{s_H},$$

де σ_{HlimB} – границя витривалості за контактними напруженнями, МПа,

s_H – коефіцієнт безпеки для контактних напружень.

Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FlimB}}{s_F},$$

де σ_{FlimB} – границя витривалості за напруженнями згину, МПа,

s_F – коефіцієнт безпеки, прийнято $s_F = 1,7$.

Мінімальна кількість зубців шестерні $z_{1min} = 21 - 4\sqrt{u_p - 1} + 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{u_p^2}}$, приймається ближче

ціле число зубців, **але** для передач без зміщення – **не менше 15**. Кількість зубців колеса $z_2 = z_1 u_p$. Якщо число зубців колеса за розрахунком – неціле число, то необхідно прийняти **ближче ціле** значення.

Кут ділильного конуса колеса $\varphi_2 = \arctg u_p$. Кут ділильного конуса шестерні ортогональних передач $\varphi_1 = 90 - \varphi_2$.

Зовнішній ділильний діаметр:

$$d_{e2} = 1000 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H T_2 u}{(1 - K_{be}) K_{be} [\sigma_H]_2^2}}, \text{ мм},$$

де K_H – коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями, попередньо $K_H = 1,6..2,1$;

K_{be} – коефіцієнт повноти, $K_{be} = \frac{b}{R_e}$ – відношення ширини зубчатого вінця до зовнішньої конусної відстані, рекомендується $K_{be} < 0,3$; для стандартних передач як правило вибирається $K_{be} = 0,285$. Одержане значення d_{e2} приводиться до **ближчого більшого стандартного** з таблиці 50.

Зовнішній модуль зачеплення $m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}$, мм, причому в формулі використовується стандартне значення зовнішнього ділильного діаметра, вибраного за таблицею 50.

Середній модуль зачеплення $m_m = m_e (1 - 0,5K_{be})$, мм. У цьому пункті **жодин з модулів не приводиться до стандартних значень**, розрахунки ведуться з точністю до 0,01 мм.

Визначаються основні розміри зубчатих коліс:

– зовнішній ділильний діаметр шестерні $d_{e1} = m_e z_1$, мм;

– середні діаметри шестерні та колеса $d_{m1} = d_{e1} (1 - 0,5K_{be})$; $d_{m2} = d_{e2} (1 - 0,5K_{be})$, мм (усі розрахунки діаметрів ведуться з точністю до 0,001 мм);

– зовнішня конусна відстань $R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$;

– ширина зубчатого вінця $b = K_{be} R_e$, мм (*одержжане значення приводиться до ближчого більшого з таблиці 46*).

Коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

і коефіцієнт навантаження за напруженнями згину:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

де $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – коефіцієнти, які враховують розподіл навантаження між зубцями,

$K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коефіцієнти розподілу навантаження по ширині вінця,

K_{HV} , K_{FV} – коефіцієнти динамічності навантаження.

Коефіцієнти вибираються: $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – за таблицею 47 залежно від коллової швидкості,

яка для конічних зубчатих передач – $V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000}$; $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – за таблицею 48 залежно від

відносної ширини $\psi_{bd} = b/d_{m1}$ за групою рядків, які відносяться до конічної передачі, причому коефіцієнт $K_{F\beta} = \alpha K_{H\beta}$, де коефіцієнт α вибирається з останньої колонки цієї ж таблиці 48; $K_{HV} = 1$, K_{FV} – за таблицею 49 залежно від коллової швидкості, визначеної раніше для таблиці 47, **за рядком для прямозубих передач**. У випадку, якщо в якійсь клітинці таблиць стоїть про черк, слід вибрати найбільше значущє число, котре стоїть в клітинці лівише.

$$\text{Перевірка контактних напружень: } \sigma_H = 32500 \sqrt{\frac{K_H T_2 u}{(1 - K_{be}) K_{be} d_{e2}^3}} \leq [\sigma_H]_2, \text{ МПа.}$$

У формулу вводиться уточнене значення коефіцієнта навантаження K_H , d_{e2} – стандартне значення, яке прийнято за таблицею 50. Якщо розрахункові напруження перевищують допустимі більше, ніж на 3 %, необхідно вибрати наступні більші значення зовнішнього діляльного діаметра d_{e2} з таблиці 50 та повторювати розрахунок, доки умова не буде виконуватись. Встановивши значення зовнішнього діляльного діаметра, повністю перераховують модулі та всі розміри зубчатих коліс і саме їх **приймають як остаточні**, в тому числі – і для наступної перевірки на згин.

Еквівалентну кількість зубців z_V шестерні чи колеса розраховують як $z_V = \frac{z}{\cos\varphi}$, де

z – фактична кількість зубців відповідно шестерні чи колеса, розрахованих та прийнятих вище.

Коефіцієнт форми зуба для конічних передач $Y_F = 4,3 + \frac{5,4}{z_V - 10}$, розраховується окремо для

шестерні та колеса після відповідної підстановки в формулу кількості зубців для цих деталей передачі.

Як об'єкт розрахунку на згин вибирається та з деталей передачі – шестерня чи колесо, для якої відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ буде меншим. Якщо це відношення буде меншим для **шестерні**, то

у формулах для розрахунку модуля з умови на згин $Y_F = Y_{F1}$, $z = z_1$, $T = T_1$, $[\sigma_F] = [\sigma_F]_1$. У випадку, коли відношення менше для **колеса**, то відповідно – $Y_F = Y_{F2}$, $z = z_2$, $T = T_2$, $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2$.

$$\text{Напруження згину: } \sigma_F = \frac{2350TK_F Y_F}{bzm_m^2} \leq [\sigma_F], \text{ МПа.}$$

Якщо розрахункові напруження перевищують допустимі більше, ніж на 3 %, необхідно вибирати наступні більші значення зовнішнього дільного діаметра d_{e2} з таблиці 50 та повторювати розрахунок, доки умова не буде виконуватись. Встановивши значення зовнішнього дільного діаметра, повністю перераховують модулі та всі розміри зубчатих коліс і саме їх **приймають як остаточні**.

Всі сили визначені стосовно колеса.

Колова сила – $F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_{m2}}$, Н; радіальна сила – $F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha \cos\varphi_2$; осьова сила – $F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha \sin\varphi_2$ (середній діаметр d_{m2} – останнє значення після перевірки контактних напружень, кут зацеплення $\alpha = 20^\circ$, кут дільного конуса шестерні φ_1 визначено на початку розрахунку).

Приклад

X.1 Розрахунок закритої прямозубої конічної передачі

X.1.1 Початкові дані

Обертальний момент на швидкохідному валу редуктора: $T_1 = T_{II} = 5,45 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Обертальний момент на тихохідному валу редуктора: $T_2 = T_{III} = 256,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Частота обертання швидкохідного вала редуктора: $n_1 = n_{II} = 417,4 \text{ хв}^{-1}$.

Частота обертання тихохідного вала редуктора: $n_2 = n_{III} = 8,35 \text{ хв}^{-1}$.

Передаточне число редуктора: $u_P = 5$

X.1.2 Вибір матеріалів для виготовлення зубчатих коліс

Для виготовлення шестерні вибрано сталь 50 покращену з границею міцності $\sigma_B = 790 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$, мінімальною твердістю за Брінеллем $HB_1 = 258$ одиниць, для виготовлення колеса вибрано сталь 50 нормалізовану з границею міцності $\sigma_B = 640 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 380 \text{ МПа}$, мінімальною твердістю за Брінеллем $HB_1 = 180$ одиниць, що забезпечує більшу міцність шестерні.

X.1.3 Розрахунок допустимих напружень

X.1.3.1 Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{0,9\sigma_{HlimB}}{s_H},$$

де σ_{HlimB} – границя контактної витривалості, МПа;

s_H – коефіцієнт безпеки. Коефіцієнт безпеки за контактними напруженнями при нормалізації та покращанні $s_H = 1,1$; при гартуванні $s_H = 1,2..1,25$, коефіцієнт безпеки за напруженнями згину $s_F = 1,7$. Прийнято для вибраних матеріалів шестерні та колеса коефіцієнт запасу за контактними напруженнями $s_H = 1,1$, за напруженнями згину $s_F = 1,7$.

Границя контактної витривалості:

– для шестерні $\sigma_{HlimB1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 258 + 70 = 586 \text{ МПа}$,

$$[\sigma_H]_1 = \frac{0,9 \cdot 586}{1,1} = 479,5 \text{ МПа};$$

– для колеса $\sigma_{HlimB2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 180 + 70 = 430 \text{ МПа}$,

$$[\sigma_H]_2 = \frac{0,9 \cdot 430}{1,1} = 351,8 \text{ МПа}.$$

X.1.3.2 Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FlimB}}{s_F},$$

де σ_{FlimB} – границя витривалості на згин, МПа;

s_F – коефіцієнт безпеки, прийнято $s_F = 1,7$.

Границя витривалості на згин σ_{FlimB} :

– для шестерні $\sigma_{\text{FlimB1}} = HB_1 + 260 = 258 + 260 = 518$ МПа,

$$[\sigma_F]_1 = \frac{518}{1,7} = 304,7 \text{ МПа};$$

– для колеса $\sigma_{\text{FlimB2}} = HB_2 + 260 = 180 + 260 = 440$ МПа,

$$[\sigma_F]_2 = \frac{440}{1,7} = 258,8 \text{ МПа}.$$

X.1.4 Визначення кількості зубців шестерні

Мінімальна кількість зубців шестерні:

$$z_{1\text{min}} = 21 - 4\sqrt{u_p - 1} + 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{u_p^2}} = 21 - 4\sqrt{5 - 1} + 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{256,2}{5^2}} = 26,03.$$

Прийнято ближче ціле число зубців $z_1 = 26$.

Кількість зубців колеса: $z_2 = z_1 u_p = 26 \cdot 5 = 130$.

X.1.5 Кути ділільних конусів:

– колеса $\varphi_2 = \arctg u_p = \arctg 5 = 78,69$;

– шестерні $\varphi_1 = 90 - \varphi_2 = 90 - 78,69 = 11,31$.

X.1.6 Зовнішній ділільний діаметр:

$$d_{e2} = 1000 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H T_2 u}{(1 - K_{be}) K_{be} [\sigma_H]_2^2}}, \text{ мм},$$

де K_H – коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями, попередньо $K_H = 1,6..2,1$, прийнято $K_H = 1,7$;

K_{be} – коефіцієнт повноти, $K_{be} = \frac{b}{R_e}$ – відношення ширини зубчатого вінця до зовнішньої конусної відстані, рекомендується $K_{be} < 0,3$; для стандартних передач прийнято $K_{be} = 0,285$.

$$d_{e2} = 1000 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,7 \cdot 256,2 \cdot 5}{(1 - 0,285) 0,285 \cdot 351,8^2}} = 441,996 \text{ мм}.$$

Прийнято стандартне значення зовнішнього ділільного діаметра $d_{e2} = 450$ мм.

X.1.7 Зовнішній модуль зачеплення:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{450}{130} = 3,462 \text{ мм}.$$

X.1.8 Середній модуль зачеплення:

$$m_m = m_e (1 - 0,5 K_{be}) = 3,462 (1 - 0,5 \cdot 0,285) = 2,969 \text{ мм}.$$

X.1.9 Основні розміри зубчатих коліс:

– зовнішній ділільний діаметр шестерні

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3,462 \cdot 26 = 90,012 \text{ мм};$$

– середні діаметри шестерні та колеса:

$$d_{m1} = d_{e1}(1 - 0,5K_{be}) = 90,012(1 - 0,5 \cdot 0,285) = 77,185 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = d_{e2}(1 - 0,5K_{be}) = 450(1 - 0,5 \cdot 0,285) = 385,875 \text{ мм};$$

– зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3,462 \sqrt{26^2 + 130^2} = 229,486 \text{ мм};$$

– ширина зубчатого вінця:

$$b = K_{be} R_e = 0,285 \cdot 229,486 = 65,404 \text{ мм, прийнято стандартне значення } b = 65 \text{ мм.}$$

X.1.10 Уточнення коефіцієнтів навантаження

Коефіцієнт навантаження за контактними напруженнями:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

і коефіцієнт навантаження за напруженнями згину:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

де $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – коефіцієнти, які враховують розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коефіцієнти розподілу навантаження по ширині вінця;

K_{HV} , K_{FV} – коефіцієнти динамічності навантаження.

$$\text{Колова швидкість } V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 77,185 \cdot 417,4}{60000} = 1,686 \text{ м/с.}$$

$$\text{Діаметральний коефіцієнт відносної ширини } \Psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}} = \frac{65}{77,185} = 0,842.$$

Складові коефіцієнтів навантаження:

$$K_{H\alpha} = 1,04, K_{F\alpha} = 1,15, K_{H\beta} = 1,45, K_{F\beta} = 1,45 \cdot 1,2 = 1,74; K_{HV} = 1, K_{FV} = 1,25.$$

$$\text{Коефіцієнти навантаження: } K_H = 1,04 \cdot 1,45 \cdot 1 = 1,508; K_F = 1,15 \cdot 1,74 \cdot 1,25 = 2,501.$$

X.1.11 Перевірка контактних напружень:

$$\sigma_H = 32500 \sqrt{\frac{K_H T_2 u}{(1 - K_{be}) K_{be} d_{e2}^3}} = 32500 \sqrt{\frac{1,508 \cdot 256,2 \cdot 5}{(1 - 0,285) 0,285 \cdot 450^3}} = 331,485 < [\sigma_H]_2 = 351,8 \text{ МПа.}$$

Міцність при дії контактних напружень забезпечується.

Якби, наприклад, розрахункові контактні напруження склали би 384,75 МПа, то необхідно було б записати: “Перевантаження передачі складає $\frac{384,75 - 351,8}{351,8} \cdot 100 = 9,366$ % при

допустимому перевантаженні 3 %”. Далі з таблиці 50 послідовно вибирались би більші значення зовнішнього діляльного діаметра d_{e2} , аж поки умова міцності не стала би виконуватись. Потім потрібно було би повністю перерахувати пп. X.1.7–X.1.10 і для подальших розрахунків **прийняти одержані нові значення параметрів.**

X.1.12 Розрахунок коефіцієнта форми зуба

Коефіцієнт форми зуба:

$$Y_F = 4,3 + \frac{5,4}{z_V - 10},$$

де z_V – еквівалентне число зубців, для прямозубих конічних передач $z_V = \frac{z}{\cos\varphi}$, z – фак-

тичне число зубців, φ – кут діляльного конуса.

$$\text{Для шестерні: } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos\varphi_1} = \frac{26}{\cos 11,31} = \frac{26}{0,981} = 26,504;$$

$$Y_{F1} = 4,3 + \frac{5,4}{z_{v1} - 10} = 4,3 + \frac{5,4}{26,504 - 10} = 4,627.$$

$$\text{Для колеса: } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos\varphi_2} = \frac{130}{\cos 78,69} = \frac{130}{0,197} = 695,898;$$

$$Y_{F2} = 4,3 + \frac{5,4}{z_{v2} - 10} = 4,3 + \frac{5,4}{695,898 - 10} = 4,308.$$

X.1.13 Вибір об'єкта розрахунку

Розрахунок на згин виконується для тієї з деталей передачі – шестерні чи колеса, для якої відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ буде меншим.

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{304,7}{4,627} = 65,853; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{258,8}{4,308} = 60,074.$$

Оскільки відношення менше для колеса, то об'єктом розрахунку є колесо:

$$Y_F = Y_{F2} = 4,308; \quad z = z_2 = 130; \quad T = T_2 = 256,2 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad [\sigma_F] = [\sigma_F]_2 = 258,8 \text{ МПа}.$$

X.1.14 Перевірка напружень згину (виконується для колеса):

$$\sigma_F = \frac{2350T_2 K_F Y_{F2}}{bz_m^2} = \frac{2350 \cdot 256,2 \cdot 2,501 \cdot 4,308}{65 \cdot 130 \cdot 2,969^2} = 87,088 \leq [\sigma_F]_2 = 258,8 \text{ МПа}.$$

Міцність з умови згину забезпечується.

X.1.15 Визначення сил в зачепленні

Всі сили визначаються стосовно колеса.

Колова сила:

$$F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_{m2}} = \frac{2000 \cdot 256,2}{385,875} = 1328 \text{ Н} = -F_{t1}.$$

Радіальна сила:

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha \cos\varphi_2 = 1328 \cdot 0,364 \cdot 0,197 = 249,78 \text{ Н} = -F_{a1}.$$

Осьова сила:

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha \sin\varphi_2 = 1328 \cdot 0,364 \cdot 0,98 = 473,72 \text{ Н} = -F_{r1}.$$

Конструювання валів редуктора та їх опор

Детальна методика проектування валів та підшипникових опор застосовувалась в попередніх розділах курсового проекту стосовно приводного вала. З метою скорочення обсягу курсового проекту шляхом уникнення дублювання однотипних процесів стосовно валів редуктора та їх опор передбачається використати спрощену методику, суть якої полягає в наступному: *вали розраховуються орієнтовно тільки на кручення, діаметральні розміри визначаються конструктивно; осьові розміри валів формуються методом орієнтовного компоунання; підшипники тільки вибираються (без перевірного розрахунку) залежно від діаметра посадочної ділянки вала та діючих на нього сил.*

Найбільш розповсюджені конструктивні схеми валів наведені на рисунках 22 – 31, теми та зміст цих рисунків відображені у таблиці 72.

Таблиця 72 – Конструктивні схеми валів

Рисунок	Конструктивна схема
22	Вал-шестерня прямозубої циліндричної передачі
23	Вал-шестерня косозубої циліндричної передачі
24	Вал-шестерня конічної зубчатої передачі, опори – “у розпір”
25	Вал-шестерня конічної зубчатої передачі, опори – “в розтяжку”
26	Черв’ячний вал, опори – “у розпір”
27	Черв’ячний вал, комбіновані радіально-осьові опори з проміжною шліцьовою гайкою
28	Черв’ячний вал, комбіновані радіально-осьові опори з кінцевою шліцьовою гайкою
29	Вал колеса прямозубої циліндричної передачі
30	Вал колеса косозубої циліндричної та черв’ячної передач
31	Вал колеса конічної зубчатої передачі

З метою спрощення використання зазначених вище схем в них по можливості застосовується єдина система позначень позицій, специфікація яких наведена в таблиці 73.

Таблиця 73 – Специфікація до конструктивних схем валів

Позиція	Назва елемента	Позиція	Назва елемента
1	Вал або вал-шестерня	8	Дистанційна втулка або кільце
2	Колесо	9	Втулка розпірна
3	Деталь зовнішньої передачі	10	Кругла шліцьова гайка
4	Підшипник	11	Прокладка стальна регульовальна
5	Захисне кільце	12	Шайба стопорна лапчаста
6	Кришка корпусу підшипника	13	Стакан
7	Кінцева шайба	14	Прес-маслянка

З тією ж метою уніфікації позначень та спрощення користування теоретичним матеріалом на рисунках 22–31 застосовуються по можливості ідентичні позначення вузлів, при цьому можуть використовуватись дзеркальні відносно базових зображення, що пояснюється бажанням скоротити обсяг матеріалу. Специфікація вузлів конструктивних схем наведена в таблиці 74.

Таблиця 74 – Специфікація вузлів конструктивних схем валів

Позначення вузла	Назва фрагмента конструкції, зображеного на вузлі	Рисунок вузла
А	Ущільнення валів манжетами, кільцями з повсті, проточками	15
Б	Посадка ступиці на вал з буртом та проточкою	32
В	Ущільнення підшипника захисним кільцем	33
Г	Регулювання натягу в підшипнику за допомогою проміжної шліцьової гайки	34
Д	Ущільнення стакана захисною шайбою	35
Е	Дистанційна втулка на конічному валу-шестерні	36
Ж	Зубчатий вінець конічної шестерні	24, 25
К	Примикання дистанційної втулки до ступиці на валу без проточки	37
Л	Регулювання натягу в підшипнику за допомогою кінцевої шліцьової гайки	38
М	Система змащення підшипників за допомогою прес-маслянки	39

Ведучі вали редукторів

Ведучі вали редукторів як правило виготовляються заодно з ведучим елементом передачі: для циліндричних та конічних редукторів – це вал-шестерня, для черв’ячного – черв’як (черв’ячний вал).

Прямозуба закрита циліндрична передача

Вал-шестерня прямозубої циліндричної передачі показаний на рисунку 22. Він встановлюється на двох радіальних підшипниках, методика їх вибору наведена нижче. Зовні підшипники закриті кришками: зі сторони вихідного кінця вала – наскрізною, з протилежної –

глухою. Вихід вала ущільнюється, конструкція ущільнень подана на рисунку 15. Методика проектування кришок, вибір типу ущільнення викладені в розділі “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”. Кришки кріпляться гвинтами з застосуванням пружинних шайб (на схемі умовно не показані). Ведена деталь попередньої передачі 3 в осьовому напрямку фіксується кінцевою шайбою, конструкція якої відображена на рисунку 14, методика розрахунку викладена в модулі 29. Одна з опор виконується у варіанті плаваючої, тому між підшипником опори, протилежної вихідному кінцю вала, та торцем глухої кришки (на рисунку 22 – права опора) передбачається тепловий зазор порядку не менше 0,2..0,5 мм (практично завжди цей зазор вибирається конструктивно і становить 3..5 мм). Підшипники зі сторони внутрішнього простору редуктора закриті захисними кільцями, призначення яких полягає у випадку змащення опори рідким мастилом (з картера редуктора) в запобіганні надлишкової подачі мастила, а при змащенні консистентним мастилом – в недопущенні вимивання мастила з підшипника. Конструкція захисного кільця показана на рисунку 33, а головні його розміри визначаються за рекомендаціями, викладеними в коментарі до цього рисунка.

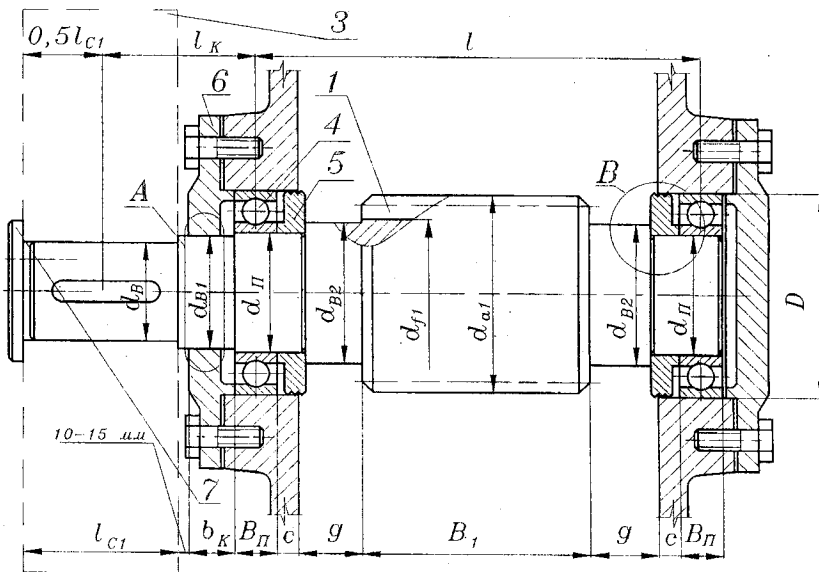


Рисунок 22 – Вал-шестерня прямозубої циліндричної передачі

Визначення діаметральних розмірів вала-шестерні ведеться в наступній послідовності. Матеріал вала та його характеристики відповідають шестерні закритої зубчатої передачі (п. X.1.2). За формулою $[\tau_K] = (0,03..0,04)\sigma_B$ визначаються допустимі напруження кручення,

потім розраховується діаметр вихідного кінця вала $d_B = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{\Pi}}{0,2[\tau_K]}}$, який, як і всі інші

діаметри *крім* d_{Π} , приводиться до ближчого більшого стандартного значення з таблиці 46. Інші діаметри визначаються таким чином: діаметр перехідної ділянки $d_{B1} = (1,05..1,25)d_B$, діаметр під підшипник $d_{\Pi} > d_{B1}$, приводиться до ближчого більшого значення, яке закінчується *на 0 або на 5*, діаметр перехідної ділянки $d_{B2} = (1,05..1,25)d_{\Pi}$, причому в усіх розрахунках застосовуються тільки значення попередньо визначених діаметрів, *приведених до стандартного ряду*. Бажано вибором матеріалу, допустимими напруженнями, приведенням діаметрів до стандартного ряду забезпечити умову $d_{f1} \geq d_{B2}$, що спрощує технологію виготовлення вала-шестерні і зменшує його довжину. Діаметри шестерні визначені в п. X.1.12.

Вибір підшипника. У зв'язку з тим, що на вал не діє жодна осьова сила, вибирається з таблиці 58 радіальний підшипник легкої серії 2xx, причому останні числа позначення підшипника одержують шляхом ділення діаметра d_{Π} на п'ять, при необхідності до одержаного значення зліва додають нуль, наприклад, при $d_{\Pi} = 30$ мм вибирають підшипник 206, аналогічно при $d_{\Pi} = 85$ мм – підшипник 217. Після вибору підшипника за таблицею 58 встановлюють його розміри: зовнішній діаметр D та ширину B_{Π} .

Осьові розміри вала-шестерні розраховуються за наступними рекомендаціями. Довжина вихідного кінця вала повинна бути на 2..3 мм коротшою (для забезпечення можливості затягування болтового з'єднання кінцевої шайби) довжини ступиці l_{C1} деталі, яка встановлюється на вихідний кінець вала (ведена деталь попередньої передачі – пасової чи цепної). Довжина ступиці: $l_{C1} = (1..1,5)d_B$. Загальна товщина кришки b_K розраховується за методикою, яка викладена в розділі “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”. Відступ підшипника від внутрішнього краю корпусу редуктора c в разі відсутності захисного кільця (цей варіант застосовується при малій коловій швидкості коліс, змащенні рідким мастилом з картера редуктора), приймається $c = 0.5$ мм, при застосуванні захисних кілець – визначається за рекомендаціями до рисунка 33. Зазор між деталями, які обертаються, та внутрішньою стінкою корпусу редуктора $g = \sqrt[3]{2a} + (2..3)$ мм, (приводиться до стандартного з таблиці 46), де a – міжосьова відстань передачі, визначена та приведена до стандартного значення в п. X.1.5. Осьовий розмір B_1 дорівнює ширині шестерні b_1 , яка визначена в п. X.1.12. Таким чином, результуючі розміри консолі вала $l_K = 0,5l_{C1} + b_K + 0,5B_{\Pi} + (10..15)$ мм, а прогін вала $l = B_1 + 2g + 2c + B_{\Pi}$.

Косозуба закрита циліндрична передача

Вал-шестерня косозубої циліндричної передачі показаний на рисунку 23.

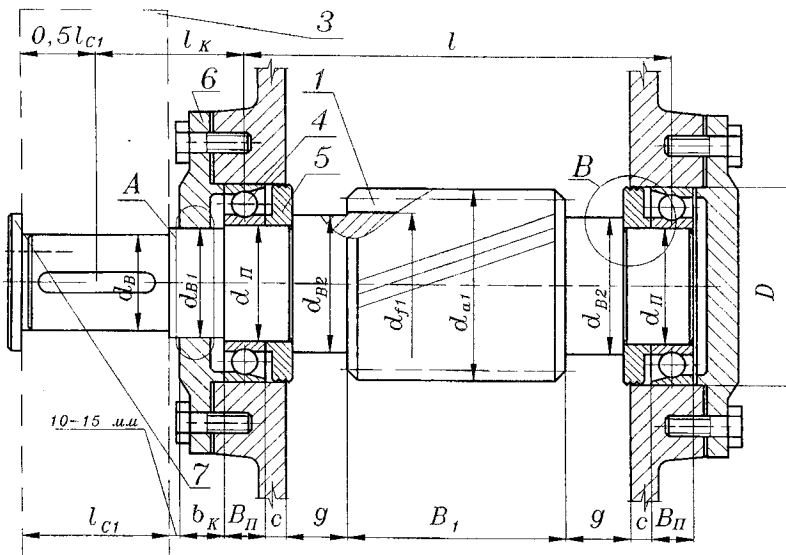


Рисунок 23 – Вал-шестерня косозубої циліндричної передачі

Головні особливості конструкції вала-шестерні закритої косозубої циліндричної передачі полягають в тому, що в опорах вала в зв'язку з наявністю осьової сили в зачепленні застосовуються радіально-осьові підшипники. З цієї причини обидві опори можуть бути тільки фіксованими, хоча одну з них умовно можна віднести до типу плаваючих, проте тепловий зазор в ній становить 0,2..0,5 мм залежно від діаметра вала. Всі інші конструктивні рішення повністю ідентичні прямозубій закритій циліндричній передачі і розглянуті вище.

Визначення діаметральних розмірів вала-шестерні закритої косозубої циліндричної передачі ведеться так, як і для закритої прямозубої циліндричної передачі.

Вибір підшипника. В зв'язку з тим, що на вал діє осьова сила, з таблиці 58 вибирається радіально-осьовий підшипник, попередньо – легкої серії 362xx, причому останні числа позначення підшипника одержують шляхом ділення діаметра $d_{\text{п}}$ на п'ять, при необхідності до одержаного значення зліва додають нуль, наприклад, при $d_{\text{п}} = 30$ мм вибирають підшипник 36206, аналогічно при $d_{\text{п}} = 85$ мм – підшипник 36217. Після вибору підшипника за таблицею 58 встановлюють його розміри: зовнішній діаметр D та ширину $B_{\text{п}}$, кут нахилу конуса бігової доріжки радіально-осьових підшипників серії 36000 становить 12° .

Осьові розміри вала-шестерні закритої косозубої циліндричної передачі розраховуються аналогічно методиці, яка викладена раніше для прямозубої закритої циліндричної передачі.

Закрита кінчна зубчата передача

Конструкція вала-шестерні закритої кінчної передачі показана в двох варіантах, принципова різниця між якими полягає в тому, як встановлюються радіально-осьові підшипники в опори: якщо вершини конусів бігових доріжок підшипників знаходяться відносно самих підшипників назовні, то така конструкція позначається терміном “у розпір”; у випадку, коли вершини знаходяться між підшипниками, – “в розтяжку”. Конструкція вала-шестерні такої зубчатої передачі у *варіанті опор “у розпір”* показана на рисунку 24.

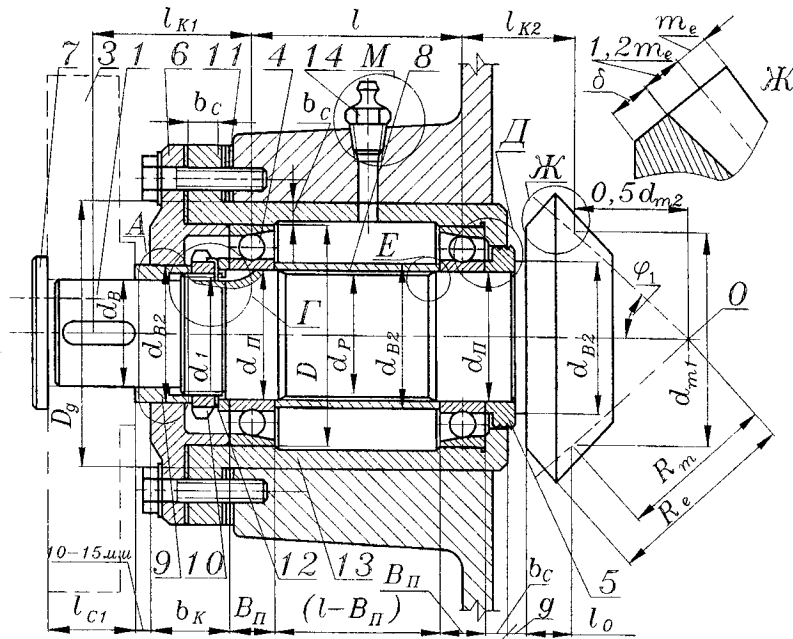


Рисунок 24 – Вал-шестерня кінчної закритої зубчатої передачі (варіант опор “у розпір”)

Особливість конструктивного рішення вала-шестерні закритої кінчної зубчатої передачі полягає в наявності стакана 13, в якому монтується весь підшипниковий вузол, що значно полегшує як його монтаж, так і регулювання зачеплення в передачі (останнє досягається підбором товщини пакета сталевих прокладок 11, при цьому стакан виступає всередину корпуса до 5 мм). Між внутрішніми кільцями підшипників, що встановлені вершинами конусів бігових доріжок назовні, розташована дистанційна втулка 8, довжина якої менша прогону вала l на ширину підшипника $B_{\text{п}}$.

При цьому для спрощення виготовлення вузла діаметр вала під дистанційною втулкою менший від посадочного діаметра під підшипник за виключенням коротких ділянок, які призначені для центрування втулки. Конструкція цього вузла показана на рисунку 36. Як

правило для змащення всього підшипникового вузла в стакані застосовується консистентне мастило, періодичне поповнення якого здійснюється через прес-маслянку 14 і отвір в корпусній деталі редуктора та самому стакані, конструкція захисної шайби показана на рисунку 35, а прес-маслянки – на рисунку 39. На валу в послідовності від шестерні до вихідного кінця встановлюються: захисне кільце, підшипник, дистанційна втулка, підшипник, дистанційне кільце, стопорна лапчаста шайба. Цей комплект затискується круглою шліцьовою гайкою. Після затяжки гайки одна з лапок шайби 12, яка в цей момент збігається з шліцом круглої гайки 10, загинається в паз шліца, чим і забезпечується її стопоріння. Стопорна лапчаста шайба має одну лапку, направлену до осі вала, яка входить в паз, спеціально вифрезерований на валу, чим забезпечується фіксація самої шайби відносно вала. Детальна конструкція вузла регулювання натягу за допомогою проміжної шліцьової гайки показана на рисунку 34, в коментарі до цього рисунку наведені рекомендації щодо вибору та розрахунку необхідних розмірів. У торець гайки впирається втулка розпірна, яка слугує буртиком для ступиці веденої деталі попередньої передачі та забезпечує відстань між нею і кришкою б порядку 10..15 мм (з цієї умови і вибирається конструктивно довжина розпірної втулки), з внутрішньої сторони того кінця розпірної втулки, яка примикає до гайки, формується виточка для того, щоб забезпечити щільне прилягання втулки до круглої гайки без пошкодження різьби. Кришка та стакан приєднуються до корпусної деталі редуктора за допомогою одних і тих же гвинтів. Ведена деталь попередньої передачі фіксується на вихідному кінці вала за допомогою кінцевої шайби, конструкція якої відображена на рисунку 14, а методика розрахунку розмірів кінцевої шайби приведена в розділі “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала” (зверніть увагу на те, що всі гвинти для кріплення кришок повинні встановлюватися з пружинною шайбою, див. рис. 14).

Визначення діаметральних розмірів вала-шестерні закритої конічної зубчатої передачі. Матеріал вала та його характеристики відповідають шестерні закритої зубчатої передачі (п. X.1.2). За формулою $[\tau_K] = (0,03..0,04)\sigma_B$ визначаються допустимі напруження кручення,

потім розраховується діаметр вихідного кінця вала $d_B = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0,2[\tau_K]}}$, який, як і всі інші

діаметри крім d_{II} , приводиться до ближчого більшого стандартного значення з таблиці 46. Діаметр різьби d , вибирається таким, щоб внутрішній діаметр її d_1 був більшим діаметра вихідного кінця вала d_B ($d_1 > d_B$). Посилання на параметри різьби наведені в коментарі до рисунка 34, при цьому слід мати на увазі, що для забезпечення більшої чутливості конструкції до процесу регулювання як правило застосовуються дрібні різьби. Якщо шпонковий паз на вихідному кінці вала та паз під внутрішню лапку стопорної шайби є продовженням один одного (з точки зору технологічності такій конструкції слід надати перевагу), то положення дна паза немає значення, якщо ж попередня умова не виконується, то діаметр різьби d повинен бути таким, щоб при необхідній глибині паза (див. рисунок 34) дно паза було не глибше поверхні вихідного кінця вала. Діаметр під підшипник $d_{II} > d_1$, приводиться до ближчого більшого значення, яке закінчується на 0 або на 5, діаметр перехідної ділянки $d_{B2} = (1,05..1,25)d_{II}$, причому в усіх розрахунках застосовуються тільки значення попередньо визначених діаметрів, **приведених до стандартного ряду** (внутрішній діаметр різьби d_1 до значень з таблиці 46 не приводиться). Діаметр d_p визначається згідно з коментарями до рисунка 36.

Вибір підшипника ведеться аналогічно **закритій косозубій циліндричній** передачі.

Товщина стінки стакана вибирається за таблицею 75.

Таблиця 75 – Товщина стінки стакана

Діаметр D , мм	До 52	53..80	81..120	121..170
Товщина стінки b_C , мм	4..5	6..8	8..10	10..12,5

Зовнішній діаметр стакану $D_g = D + 2b_c$ (зовнішній діаметр підшипника D визначається після вибору підшипника), зовнішній діаметр фланця стакану дорівнює зовнішньому діаметру кришки, який розраховується за методикою розділу “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”, п. X.2.2, але у формулах замість D потрібно підставляти D_g . Розміри шестерні, необхідні для її побудови, визначені вище в підрозділі “Розрахунок закритої прямозубої конічної передачі”, пп. X.1.5, X.1.7–X.1.9.

Осьові розміри вала-шестерні розраховуються за наступними рекомендаціями. Довжина вихідного кінця вала повинна бути на 2..3 мм коротшою (для забезпечення можливості затягування болтового з’єднання кінцевої шайби) довжини ступиці l_{C1} деталі, що встановлюється на вихідний кінець вала (ведена деталь попередньої передачі – пасової чи цепної). Довжина ступиці: $l_{C1} = (1..1,5)d_B$.

Загальна товщина кришки b_K розраховується за методикою розділу “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”, п. X.2.4, але слід врахувати, що висота центрувального буртика b_B (рисунок 15, методика – п. X.2.4) вибирається конструктивно з умови, що **найменша відстань** Δ вимірюється між внутрішньою стінкою кришки та зовнішнім торцем круглої шлицьової гайки. При цьому товщина дистанційного кільця визначається за рекомендаціями в коментарях до рисунка 34. Зазор між деталями, які обертаються, та найближчою нерухомою деталлю: $g = \sqrt[3]{1,2d_{e2} + (2..3)}$, мм (приводиться до стандартного з таблиці 46), де d_{e2} – зовнішній дільний діаметр колеса, визначений та приведений до стандартного значення вище в п. X.1.6 прикладу розрахунку закритої конічної прямозубої передачі. Таким чином, результуючі розміри консолей вала, мм: $l_{K1} = 0,5l_{C1} + b_K + 0,5B_{П} + (10..15)$, $l_{K2} = l_0 + g + b_c + 0,5B_{П}$, де відстань від середини шестерні до її торця $l_0 = (1,2m_e + \delta)\sin\phi_1 + 0,5b\cos\phi_1$ (зовнішній модуль m_e розраховано в п. X.1.7, кут дільного конуса ϕ_1 – в п. X.1.5, ширина зубчатого вінця b – в п. X.1.9 прикладу розрахунку закритої прямозубої конічної передачі, ширина пояса δ визначається за формулою: $\delta = (2,5..4)m_e + 2$, мм, а прогін вала з досвіду проектування конічних передач приймається $l = (2..2,5)l_{K2}$. Використовуючи дані результатів розрахунку конічної передачі слід бути уважним, оскільки згідно з алгоритмом можливі повторні перерахунки розмірів. У кінцевому результаті слід **використовувати останні результати**.

Конструкція вала-шестерні закритої конічної зубчастої передачі у **варіанті опор “в розтяжку”** показана на рисунку 25.

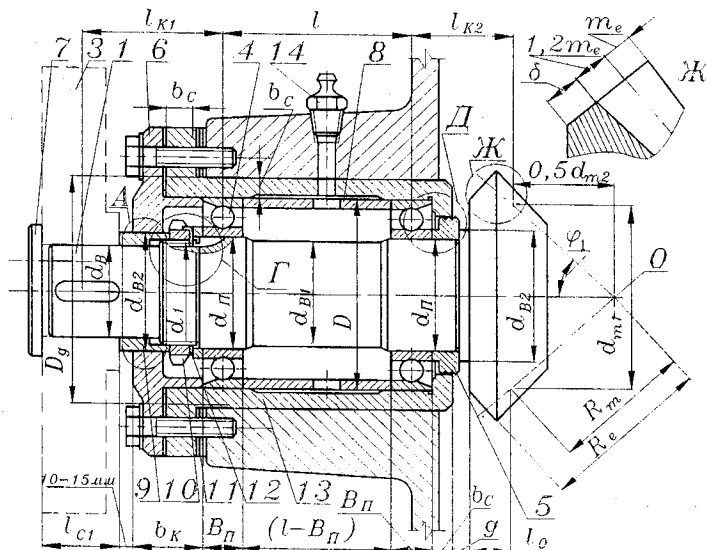


Рисунок 25 – Вал-шестерня конічної закритої зубчастої передачі (варіант опор “в розтяжку”)

Головна відмінність конструкції з опорами “в розтяжку” від варіанта “у розпір” полягає в тому, що підшипники 4 в стакані 13 встановлюються вершинами конусів між підшипниками, тому і дистанційна втулка 8 тепер розташована між зовнішніми кільцями підшипників. Перевага конструкції “в розтяжку” полягає в тому, що збільшується фактичний базовий прогін вала та зменшується консоль шестерні (при одних і тих же відстанях l і l_{K2}), що суттєво покращує умови роботи вузла. Крім того, в такій конструкції напрямок теплових деформацій вала та підшипника збігається, а це практично унеможливило заклинювання опори при її нагріванні. Детальний аналіз конструкцій наведено, наприклад, в [33, с. 82–88]. Загалом проектування вала-шестерні конічної закритої зубчатої передачі з опорами “в розтяжку” не відрізняється від описаної вище методики для варіанта “у розпір”.

Закрита черв'ячна передача

Ведучий вал черв'ячної передачі (черв'як) може виконуватись в декількох варіантах конструкції. Вибір одного з них залежить, насамперед, від прогону вала, який приблизно дорівнює $l \approx d_{ам2}$ (максимальний діаметр черв'ячного колеса розраховано у п. X.1.9 прикладу розрахунку черв'ячної передачі). При розмірі прогону $l \leq 350$ мм застосовується конструкція з опорами “у розпір”, якщо ж прогін вала перевищує 350 мм – використовують варіанти з комбінованими радіально-осьовими опорами та проміжною або кінцевою шліцевою гайками.

Черв'ячний вал закритої черв'ячної передачі, опори “у розпір”. Конструкція черв'ячного вала з опорами “у розпір” наведена на рисунку 26.

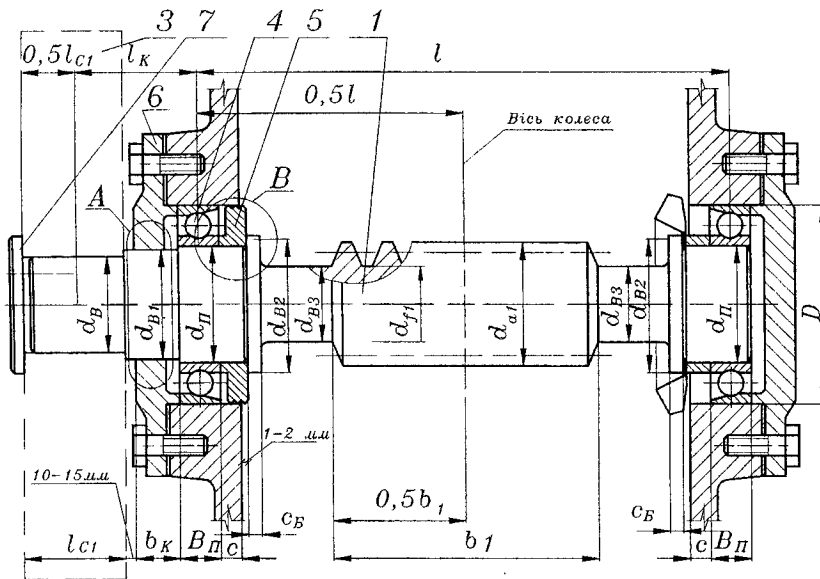


Рисунок 26 – Черв'ячний вал, опори – “у розпір”

Черв'як встановлюється на двох радіально-осьових підшипниках, вершини конусів бігових доріжок яких направлені назовні. Осьовий зазор для компенсації теплових деформацій, регулюється товщиною прокладок під фланцями кришок б та мірою затягування гвинтів для їх кріплення. Підшипники 4 з середини редуктора закриті захисними кільцями, які при змащенні опори рідким мастилом (з картера редуктора) запобігають надлишку мастила, а при змащенні консистентним мастилом не дозволяють вимивати мастило з підшипника. Конструкція захисного кільця показана на рисунку 33, а його розміри визначаються за рекомендаціями, викладеними в коментарі до цього рисунка. Якщо необхідно систематично поповнювати консистентне мастило в підшипниках без розбирання опор, то можна застосовувати прес-маслянки (див. “Вал-шестерня закритої конічної зубчатої передачі” у **варіанті опор “у розпір”**, рисунок 24). У редукторах з тихохідними черв'яками, підшипники яких

змащуються з картера, захисні кільця допустимо не встановлювати. Тоді рівень мастила доходить до середини нижніх тіл кочення, а з двох сторін черв'яка встановлюються штамповані (приклад показано на правій опорі рисунка 26) або литі крильчатки (їх зовнішній діаметр повинен бути якомога ближчим, але не більшим зовнішнього діаметра підшипника D), які набризкують мастило на зубці черв'ячного колеса.

Визначення діаметральних розмірів. Матеріал вала та його характеристики вибрані на початку проектування закритої черв'ячної передачі для черв'яка (див. вище п. Х.1.3). За формулою $[\tau_K] = (0,03..0,04)\sigma_B$ визначаються допустимі напруження кручення, потім – діаметр

вихідного кінця вала $d_B = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0,2[\tau_K]}}$, який, як і всі інші діаметри, крім d_{II} , приводиться до

ближчого більшого стандартного значення з таблиці 46. Інші діаметри: перехідної ділянки $d_{B1} = (1,05..1,25)d_B$; під підшипник $d_{II} > d_1$, приводиться до ближчого більшого значення, яке закінчується *на 0 або на 5*; другої перехідної ділянки $d_{B2} = (1,05..1,25)d_{II}$, причому в усіх розрахунках застосовуються значення діаметрів, *приведених до стандартного ряду*. Діаметр перехідної ділянки d_{B3} на черв'яку вибирається з умови $d_{f1} \geq d_{B3}$. Розміри черв'яка d_{f1} та b_1 визначені в п. Х.1.9 розрахунку закритої черв'ячної передачі.

Вибір підшипників. Оскільки на вал діє осьова сила, з таблиці 58 вибирається радіально-осьовий підшипник за методикою, аналогічною косозубій циліндричній передачі. Для забезпечення можливості складання вузла черв'ячного вала необхідно витримати умову: *всі діаметри черв'ячного вала повинні бути меншими зовнішнього діаметра підшипника D* . Тому інколи виникає необхідність вибирати підшипник більш важкої серії (наприклад, замість підшипника 36207 – 36307), але за їх розмірами необхідно звернутись до інших джерел, наприклад [31, 32]. *Інші варіанти* – один з підшипників встановлюється в стакані, зовнішній діаметр якого D_g повинен бути більшим діаметра циліндра вершин черв'яка d_{a1} (проектування стакана – див. “Ведучі вали редукторів”, рисунок 24); всі діаметри від d_B до d_{B2} включно штучно збільшуються порівняно з розрахунковими так, щоб стало можливим вибрати підшипник, зовнішній діаметр якого D був би більшим найбільшого діаметра черв'яка d_{a2} .

Осьові розміри черв'яка розраховуються за наступними рекомендаціями. Для забезпечення можливості затягування болтового з'єднання кінцевої шайби довжина вихідного кінця вала повинна бути на 2..3 мм коротшою довжини ступиці l_{C1} деталі, яка встановлюється на вихідний кінець вала (ведена деталь попередньої передачі – пасової чи цупної). Довжина ступиці: $l_{C1} = (1..1,5)d_B$. Загальна товщина кришки b_K розраховується за методикою п. Х.2.4 розділу “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”. Відступ підшипника від внутрішнього краю корпусу редуктора c в разі відсутності захисного кільця (мала колова швидкість коліс, змащення рідким мастилом з картера редуктора) приймається $c = 0..5$ мм, при застосуванні захисних кілець – визначається за рекомендаціями до рисунка 33. Прогін вала $l \approx d_{aM2}$ (максимальний діаметр черв'ячного колеса d_{aM2} визначено в п. Х.1.9 прикладу розрахунку закритої черв'ячної передачі). Ширина буртика для випадку, коли $d_{f1} < d_{B2}$ приймається $c_B = 0,15d_{II}$, а радіус галтелі переходу від діаметра d_{B3} до буртика призначається по можливості більшим. Таким чином, розмір консолі вала $l_K = 0,5l_{C1} + b_K + 0,5B_{II} + (10..15)$ мм.

Черв'ячний вал закритої черв'ячної передачі з комбінованими радіально-осьовими опорами і проміжною шліцьовою гайкою. Конструкції з комбінованими радіально-осьовими опорами застосовуються у випадку, коли прогін вала l (визначення – див. вище) перевищує 350 мм, при цьому варіант з проміжною гайкою (рисунок 27) дещо простіший з точки зору складання вузла, але менш зручний для регулювання натягу в радіально-осьових підшипниках. Крім того, базування в осьовому напрямку веденої деталі попередньої передачі менш точне.

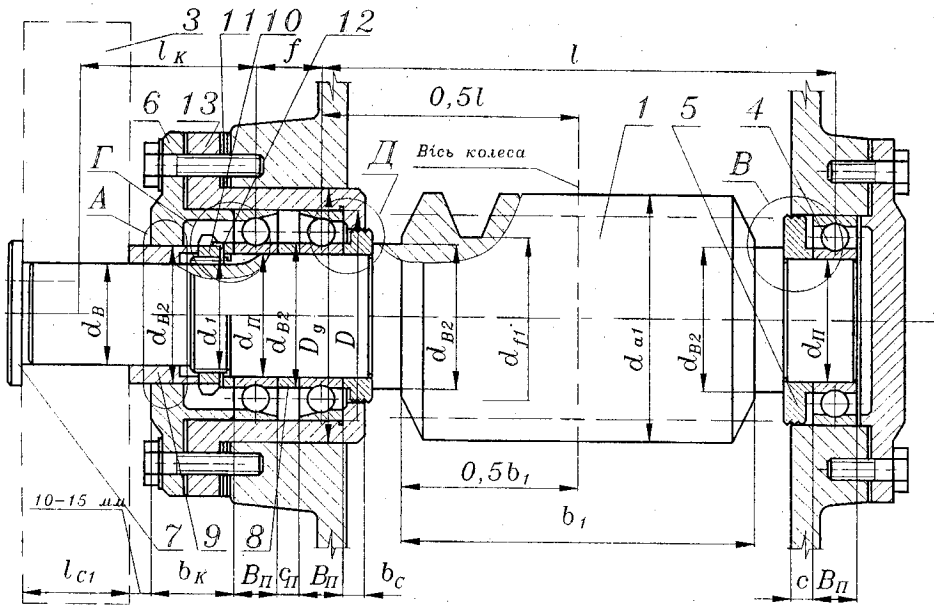


Рисунок 27 – Черв'ячний вал закритої черв'ячної передачі з комбінованими радіально-осьовими опорами і проміжною шліцьовою гайкою

Радіально-осьові підшипники (ліва на рисунку опора) встановлюються блоком за схемою “у розпір” (вершини конусів бігових доріжок направлені назовні від підшипників) в стакані 13, при цьому між внутрішніми кільцями підшипників вводиться дистанційна втулка 8 товщиною $c_{П} = 2..5$ мм (вибір товщини – залежно від діаметра вала під підшипник). Така конструкція підшипникового вузла в основному аналогічна застосовуваній для вала конічної закритої зубчатої передачі в варіанті опор “у розпір” (див. рисунок 24 та пояснення до нього, у т.ч. – все, що стосується змащення опори, фіксації веденої деталі попередньої передачі, кріплення стакана тощо). Оскільки товщина дистанційної втулки 8 невелика, то посадочний діаметр під нею не зменшується, як це робиться у валах конічних передач.

Опора, що знаходиться на протилежній від вихідного кінця вала стороні, сприймає тільки радіальну силу, тому підшипник тут радіального типу, причому конструкція його відповідає опорі плаваючого типу (див. “Ведучі вали редукторів”, рисунок 22). Якщо умовами експлуатації передбачена необхідність систематичного поповнення консистентного мастила в підшипниках без розбирання опор, то можна застосовувати прес-маслянки аналогічно описаному вище (вал-шестерня закритої конічної зубчатої передачі у *варіанті опор “у розпір”*).

Визначення діаметральних розмірів черв'ячного вала ведеться в наступній послідовності. Матеріал вала та його характеристики вибрані на початку проектування закритої черв'ячної передачі для черв'яка (див. вище п. Х.1.3). За формулою $[\tau_K] = (0,03..0,04)\sigma_B$ визначаються

допустимі напруження кручення, потім – діаметр вихідного кінця вала $d_B = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{П}}{0,2[\tau_K]}}$,

який, як і всі інші діаметри, крім $d_{П}$, приводиться до ближчого більшого стандартного значення з таблиці 46.

Діаметри різьбової ділянки d (вибір різьби), посадочної ділянки під підшипник $d_{П}$, перехідної ділянки d_{B2} , товщина стінки стакана b_C та його зовнішній діаметр D_g визначаються аналогічно конічній закритій передачі з опорами “у розпір”, але слід врахувати, що підбором товщини стінки стакана, а при необхідності – і вибором більш важкого типу підшипника (див. вибір підшипників черв'ячного вала з опорами “у розпір”) потрібно забезпечити умову, при якій зовнішній діаметр стакана D_g був би більшим найбільшого діаметра черв'яка d_{a1} .

Діаметральні розміри черв'яка, в тому числі діаметр циліндра впадин d_f та довжина його нарізної частини b_1 визначені в п. X.1.9 розрахунку закритої черв'ячної передачі. Якщо діаметр впадин черв'яка менший діаметра перехідної ділянки $d_{f1} < d_{B2}$, який визначено вище (див. "Ведучі вали редукторів", рисунок 26), то діаметр перехідної ділянки d_{B3} на черв'яку вибирається з умови $d_{f1} \geq d_{B3}$, а ширина буртика приймається $c_B = 0,15d_{\Pi}$ з перехідною галтеллю від d_{B3} до буртика по можливості більшого радіуса.

Вибір підшипника. У зв'язку з тим, що на вал діє осьова сила, для лівої опори з двома підшипниками в стакані вибирається радіально-осьовий підшипник аналогічно косозубій циліндричній передачі, але слід врахувати наведені зауваження стосовно визначення зовнішнього діаметра стакана D_g . Для правої опори вибирається радіальний підшипник за методикою, викладеною для прямозубої закритої циліндричної передачі.

Осьові розміри черв'яка розраховуються аналогічно раніше викладеній методиці для черв'ячних валів з опорами "у розпір". Проте, при визначенні загальної товщини кришки b_K необхідно врахувати зауваження до швидкохідних валів закритої конічної передачі. Додатково приймається відстань між центрами радіально-осьових підшипників $f = B_{\Pi} + 2..5$ мм.

Черв'ячний вал закритої черв'ячної передачі з комбінованими радіально-осьовими опорами і кінцевою шліцьовою гайкою показано на рисунку 28.

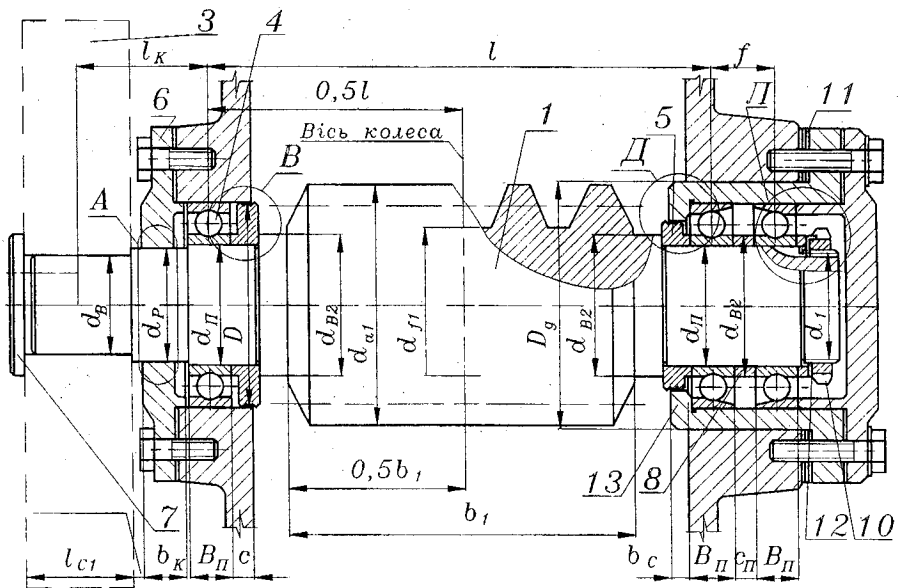


Рисунок 28 – Черв'ячний вал закритої черв'ячної передачі з комбінованими радіально-осьовими опорами і кінцевою шліцьовою гайкою

Принципова різниця між конструкціями з проміжною та кінцевою гайками полягає тільки в тому, що опора з двома радіально-осьовими підшипниками в стакані встановлюється з протилежної вихідному кінцю черв'ячного вала стороні. Такий варіант застосовується, коли радіальне навантаження більше саме для цієї опори. Характеристика двох конструкцій, а також опис конструктивних рішень, наведені вище стосовно черв'ячного вала з комбінованими радіально-осьовими опорами з проміжною гайкою.

Визначення діаметральних розмірів черв'ячного вала ведеться в наступній послідовності. Матеріал вала та його характеристики вибрані на початку проектування закритої черв'ячної передачі для черв'яка (див. п. X.1.3). За формулою $[\tau_K] = (0,03..0,04)\sigma_B$ визначаються допустимі

напруження кручення, потім – діаметр вихідного кінця вала $d_B = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0,2[\tau_K]}}$, який, як і всі

інші діаметри крім d_{II} , приводиться до ближчого більшого стандартного значення з таблиці 46.

Інші діаметри визначаються таким чином: діаметр перехідної ділянки $d_p = (1,05..1,25)d_B$, діаметр підшипник $d_{II} > d_p$, приводиться до ближчого більшого значення, яке закінчується *на 0 або на 5*, діаметр перехідної ділянки $d_{B2} = (1,05..1,25)d_{II}$, причому в усіх розрахунках застосовуються тільки значення попередньо визначених діаметрів, *приведених до стандартного ряду*. Якщо діаметр впадин черв'яка менший діаметра перехідної ділянки $d_{f1} < d_{B2}$, який визначено вище, то діаметр перехідної ділянки d_{B3} на черв'яку вибирається з умови $d_{f1} \geq d_{B3}$, а ширина буртика приймається $c_B = 0,15d_{II}$ з перехідною галтеллю від d_{B3} до буртика по можливості більшого радіуса (див. конструкцію черв'ячного вала з опорами “у розпір”). Діаметри різьбової ділянки d (вибір різьби), посадочної ділянки під підшипник d_{II} , перехідної ділянки d_{B2} , товщина стінки стакану b_C та його зовнішній діаметр D_g визначаються аналогічно конічній закритій передачі з опорами “у розпір”, але слід врахувати, що підбором товщини стінки стакану, а при необхідності – і вибором більш важкого типу підшипника (див. вибір підшипників черв'ячного вала з опорами “у розпір”) потрібно забезпечити умову, при якій зовнішній діаметр стакану D_g був би більшим найбільшого діаметра черв'яка. Діаметральні розміри черв'яка, в тому числі діаметр циліндра впадин d_{II} та довжина його нарізної частини b_1 визначені в п. X.1.9 розрахунку закритої черв'ячної передачі.

Вибір підшипника ведеться аналогічно методиці, наведеній для черв'ячного вала з комбінованою радіально-осьовою опорою та проміжною гайкою з тією різницею, що тепер права опора – це опора з двома радіально-осьовими підшипниками в стакані, а ліва – радіального типу.

Осьові розміри черв'яка розраховуються за наступними рекомендаціями. Довжина вихідного кінця вала повинна бути на 2..3 мм коротшою (для забезпечення можливості затягування болтового з'єднання кінцевої шайби) довжини ступиці l_{C1} деталі, яка встановлюється на вихідний кінець вала (ведена деталь попередньої передачі – пасової чи цепної). Довжина цієї ступиці: $l_{C1} = (1..1,5)d_B$. Загальна товщина кришки b_K розраховується за методикою п. X.2.4 розділу “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”. Відступ підшипника від внутрішнього краю корпусу редуктора c в разі відсутності захисного кільця (мала колова швидкість коліс, змащення рідким мастилом з картера редуктора) приймається $c = 0..5$ мм, при застосуванні захисних кілець – визначається за рекомендаціями до рисунка 33. Розмір консолі вала $l_K = 0,5l_{C1} + b_K + 0,5B_{II} + (12..19)$, мм (у формулі введена додаткова відстань осьового зазору для плаваючої радіальної опори порядку 2..4 мм). Відстань між центрами радіально-осьових підшипників $f = B_{II} + 2..5$ мм.

Ведені вали редукторів

Вал колеса прямозубої закритої циліндричної передачі

Конструкція веденого вала (вала колеса) закритої прямозубої циліндричної передачі показана на рисунку 29. Вал встановлюється на двох радіальних підшипниках 4, причому одна з опор (як правило та, що протилежна вихідному кінцю вала) виконується в варіанті плаваючої, тому між торцем підшипника та торцем центрального буртика кришки забезпечується зазор 0,2..0,5 мм, який на кресленні не показується. Ступиця колеса 2 встановлюється на ділянці діаметром d_{B2} з упором в осьовому напрямку з однієї сторони в буртик, з протилежної йому – в дистанційну втулку 8, зовнішній діаметр якої d_{B3} , причому втулка та буртик в свою чергу через захисні кільця 5 створюють єдину систему з підшипниками 4. Зовні зі сторони вихідного

кінця вала підшипник закрито наскрізною кришкою, з протилежної – глухою. Вихід вала ущільнюється, конструкція ущільнень наведена на рисунку 15.

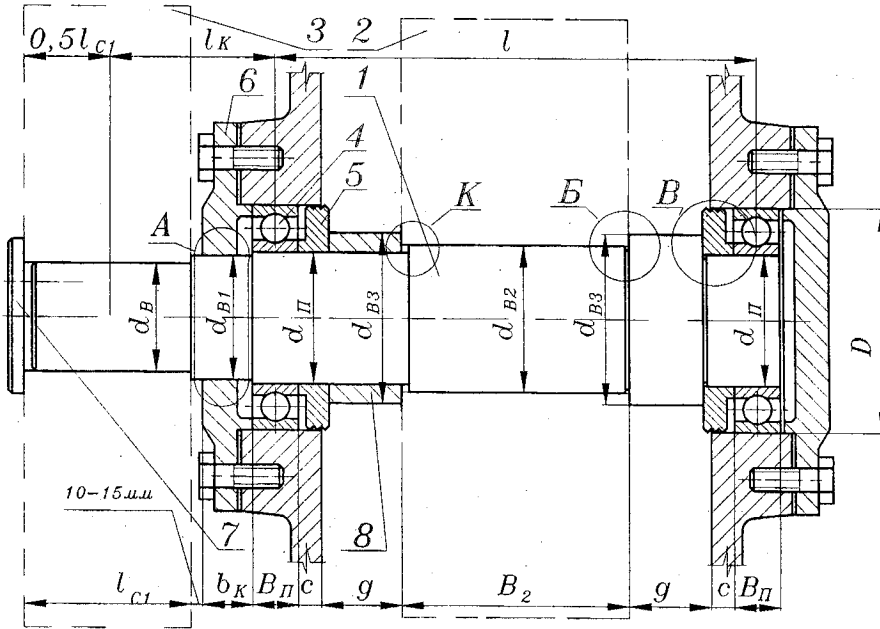


Рисунок 29 – Ведений вал закритої прямозубої циліндричної передачі

Методика проектування кришок, вибір типу ущільнення викладені в пп. X.2.3, X.2.4 розділу “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”. Кришки кріпляться гвинтами з застосуванням пружинних шайб (*на схемі умовно не показані*, див. рисунок 14). Ведена деталь попередньої передачі 3 в осьовому напрямку фіксується кінцевою шайбою, конструкція якої відображена на рисунку 14, методика розрахунку відповідає п. X.2.5 розділу “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”. Підшипники з середини редуктора закриті захисними кільцями, призначення яких полягає у випадку змащення опори рідким мастилом (з картера редуктора) в запобіганні надлишковій подачі мастила, а при змащенні консистентним мастилом – в недопущенні вимивання мастила з підшипника. Конструкція захисного кільця показана на рисунку 33, а його розміри визначаються за рекомендаціями, викладених в коментарі до цього рисунка. Якщо умовами експлуатації передбачена необхідність систематичного поповнення консистентного мастила в підшипниках без розбирання опор, то можна застосовувати прес-маслянки аналогічно описаному вище (вал-шестерня закритої конічної зубчатої передачі у *варіанті опор “у розпір”*). Для щільного прилягання ступиці колеса до буртика передбачається виконання проточки на валу, конструкція якої показана на рисунку 32, а для забезпечення надійного контакту з дистанційною втулкою 8 довжина посадочної ділянки діаметром d_{B2} коротша на 2..3 мм довжини ступиці колеса (конструкція вузла показана на рисунку 37).

Визначення діаметральних розмірів вала ведеться в наступній послідовності. Матеріал вала та його характеристики вибираються з таблиці 41 або з метою уніфікації – аналогічний матеріалу приводного вала (див. розділ “Проектування приводного вала”). За формулою $[\tau_k] = (0,03..0,04)\sigma_B$ визначаються допустимі напруження кручення, потім розра-

ховується діаметр вихідного кінця вала $d_B = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{III}}{0,2[\tau_k]}}$, який, як і всі інші діаметри, крім d_{II} ,

приводиться до ближчого більшого стандартного значення з таблиці 46. Інші діаметри ви-

значаються таким чином: перехідної ділянки $d_{B1} = (1,05..1,25)d_B$; під підшипник $d_{\Pi} > d_{B1}$, приводиться до ближчого більшого значення, яке закінчується *на 0 або на 5*; посадочної ділянки $d_{B2} > d_{\Pi}$; буртика $d_{B3} = (1,05..1,25)d_{B2}$, причому в усіх розрахунках застосовуються тільки значення попередньо визначених діаметрів, *приведених до стандартного ряду*.

Вибір підшипників. У зв'язку з тим, що на вал не діють осьові сили, вибирається радіальний підшипник, методика вибору аналогічна валу-шестерні прямозубої закритої циліндричної передачі.

Осьові розміри вала колеса прямозубої закритої циліндричної передачі визначаються так, як для вала-шестерні прямозубої закритої циліндричної передачі, *але* осьовий розмір B_2 – це більший з розмірів: ширини колеса b_2 , яка визначена в п. X.1.12 (див. “Розрахунок закритої прямозубої циліндричної передачі”), або довжини ступиці l_c , визначеної при проектуванні колеса (див. нижче “Проектування зубчатих та черв'ячних коліс”). Крім того, осьовий розмір g більший аналогічного розміру, визначеного для вала-шестерні, на величину $0,05b_2$.

Вал колеса закритих косозубої циліндричної та черв'ячної передач

Конструкція веденого вала для закритої косозубої або черв'ячної передачі подана на рисунку 30.

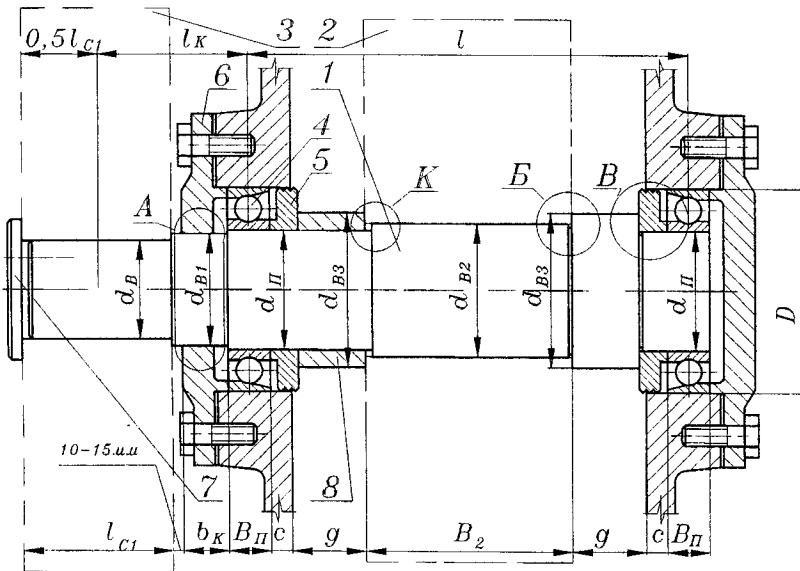


Рисунок 30 – Ведений вал закритої косозубої циліндричної або черв'ячної передачі

Головна відмінність конструкції вала для закритих косозубих циліндричних або черв'ячних передач полягає в тому, що оскільки на цей вал від передач діє осьова сила, то підшипники повинні бути радіально-осьового типу, причому в переважній кількості застосовується схема “у розпір”, тобто вершини конусів бігових доріжок розташовані зовні самих підшипників.

Визначення діаметральних розмірів повністю аналогічне методиці для веденого вала закритої прямозубої циліндричної передачі.

Вибір підшипників. У зв'язку з тим, що на вал діє осьова сила, вибираються радіально-осьові підшипники, методика вибору аналогічна методиці для вала-шестерні косозубої закритої циліндричної передачі.

Осьові розміри вала колеса закритої косозубої циліндричної або черв'ячної передачі визначаються аналогічно методиці для веденого вала (вала колеса) прямозубої закритої циліндричної передачі з тією різницею, що a – міжосьова відстань передачі, визначена в п. X.1.5 розрахунку закритої косозубої циліндричної передачі або X.1.8 розрахунку черв'ячної передачі.

Вал колеса прямозубої закритої конічної передачі

Конструктивна схема веденого вала закритої конічної зубчатої передачі наведена на рисунку 31.

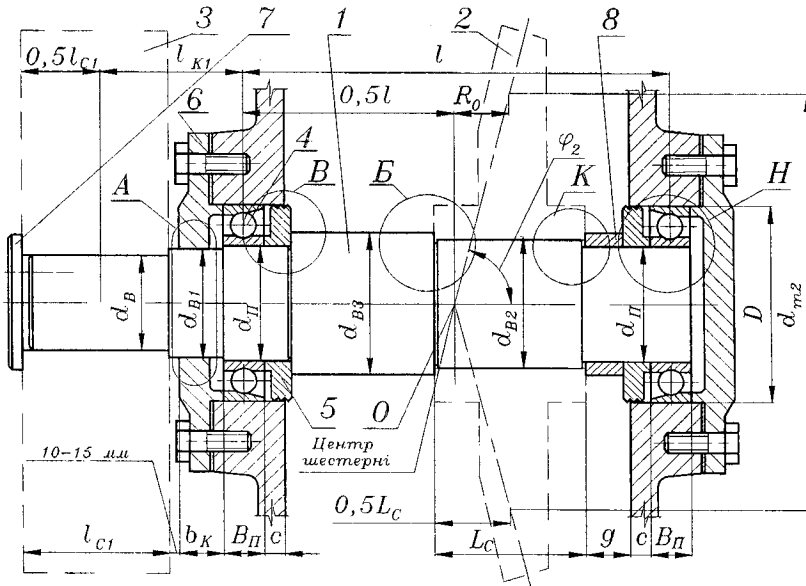


Рисунок 31 – Ведений вал колеса закритої конічної зубчатої передачі

Оскільки на вал діє осьова сила, то він встановлюється на двох радіально-осьових підшипниках за схемою “у розпір”. Вершина діляльного конуса O , яка збігається з центром шестерні, слугує початковою точкою для побудови твірних діляльного конуса та положення площини середнього діаметра колеса на відстані $R_0 = \frac{0,5d_{e2}(1 - 0,5K_{be})}{\operatorname{tg}\varphi_2}$ в порядку, викла-

деному стосовно рисунка 11 (розділ “Проектування колеса відкритої зубчатої передачі”, зовнішній діляльний діаметр колеса d_{e2} визначено в п. X.1.6 вище в цьому розділі, там же прийнято коефіцієнт повноти K_{be}). Симетрично відносно точки положення середнього діаметра відкладається довжина ступиці L_C , яка визначається при проектуванні колеса (див. “Проектування зубчатих та черв’ячних коліс” та розділ “Проектування колеса відкритої зубчатої передачі”). Торіць ступиці зі сторони вершини діляльного конуса базується на торіць буртика діаметром d_{B3} , з протилежної – через дистанційну втулку 8, захисне кільце 5 має упор у внутрішнє кільце підшипника 4. Вихідний кінець вала може бути розташованим не тільки в сторону вершини діляльного конуса, але з протилежної сторони, проте при цьому буртик та дистанційна втулка орієнтуються відносно вершини діляльного конуса так, як це показано на рисунку 31, чим забезпечується більш точне базування колеса та якість регулювання зачеплення в передачі. Інші особливості конструкції (змащення, кріплення веденої деталі попередньої передачі на валу, кріплення кришок тощо) принципово не відрізняються від описаних раніше для других передач.

Визначення діаметральних розмірів повністю аналогічне попередній конструкції для веденого вала закритої косозубої циліндричної передачі.

Вибір підшипника. В зв’язку з тим, що на вал діє осьова сила, вибирається радіально-осьовий підшипник, методика вибору – аналогічна валу-шестерні косозубої закритої циліндричної передачі.

Осьові розміри вала колеса закритої конічної передачі визначаються аналогічно веденому валу (валу колеса) прямозубої закритої циліндричної передачі з тією різницею, що прогін вала розраховується за формулою: $l = 2(R_0 + 0,5L_C + g + c + 0,5B_{II})$.

Вузли конструктивних схем валів закритих зубчатих і черв'ячних передач

Позначення вузлів, які розглядаються нижче, відповідають позначенням на конструктивних схемах (рисунки 22–31).

Вузол А. Ущільнення валів манжетами, кільцями з повсті або проточками у повному об'ємі відповідає рисунку 15. Вибір типу ущільнення проводиться в основному за рекомендаціями, наведеними стосовно цього рисунка, але висновок про тихохідність валів, який справедливий для приводного вала, не завжди підтверджується для валів редуктора, оскільки частота обертання ведучого (вхідного) вала редуктора набагато перевищує частоту обертання приводного вала.

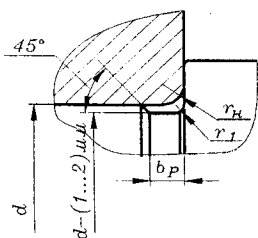


Рисунок 32 – Посадка ступиці на вал з буртом та проточкою

Тому необхідно перед вибором типу ущільнення визначити

колову швидкість на поверхні вала $V = \frac{3,14dn}{60000}$, м/с, де d – діаметр

вала в місці встановлення ущільнення, мм; для схем за рисунками 24, 25, 27: $d = d_{B2}$, для 28: $d = d_p$, для інших рисунків: $d = d_{B1}$; n – частота обертання вала, для ведучих валів $n = n_{II}$, для ведених $n = n_{III}$.

Вузол Б. Посадка ступиці на вал з буртом та проточкою показана на рисунку 32. Розміри проточки залежно від діаметра посадочної ділянки вала, на якому встановлюється ступиця (визначається за відповідною схемою вала), наведені в таблиці 76. Розмір фаски з лівої (на рисунку 32) сторони проточки дорівнює 0,5..1 мм.

Таблиця 76 – Розміри проточок на валах, мм

Позначення	Розмір					
	10..18	20..28	30..46	48..68	70..100	101..150
d	10..18	20..28	30..46	48..68	70..100	101..150
r_H	1	1,5	2	2,5	3	4
r_I	0,6	1	1	1,5	2	3
b_p	2	3	3	4	5	8

Радіус заокруглення кільця підшипника вибирається за таблицею 77.

Таблиця 77 – Радіуси заокруглення зовнішніх кілець підшипників

D , мм	<23	23..40	41..62	63..90	91..130	131..160	161..170	>170
R_H , мм	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4

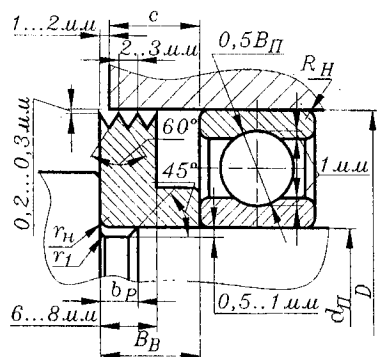


Рисунок 33 – Ущільнення підшипника захисним кільцем

Вузол В. Ущільнення підшипника захисним кільцем ілюструється рисунком 33.

Захисне кільце встановлюється між торцем буртика та внутрішнім кільцем підшипника. Посадка кільця на вал виконується за рисунком 32, розміри проточки вибираються за таблицею 76 залежно від посадочного діаметра ділянки, на якій встановлюється кільце. На ободі кільця формуються 3–4 гребні трикутного профілю з кутом при вершині 60° та кроком 2..3 мм. Торцева поверхня кільця повинна виступати в середину корпуса редуктора на 2..3 мм. Зовнішній діаметр обода кільця менший на 0,4..0,6 мм від зовнішнього діаметра підшипника D .

Ширина обода (на рисунку 33 позначена умовно розміром 6..10 мм): $b_{OB} = p_K(z_K - 1)$, де p_K і z_K – вибрані крок та кількість канавок. Загальна товщина кільця: $B_B = b_{OB} + (2..4)$, мм.

Розмір $c = B_B - (2..3)$, мм (в останній формулі 2..3 мм відповідають прийнятому ви ступу шайби в середину корпуса редуктора).

Вузол Г. Регулювання натягу в підшипнику проміжною шліцьовою гайкою показано на рисунку 34.

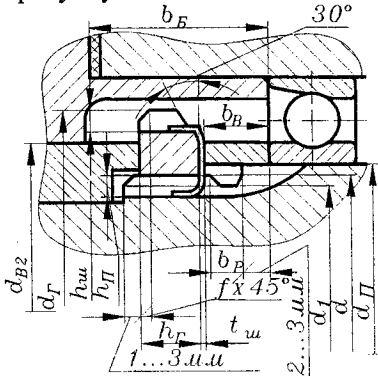


Рисунок 34 – Регулювання натягу в підшипнику проміжною шліцьовою гайкою

Детально конструкція вузла та послідовність регулювальних робіт описана вище стосовно *ведучого вала конічної передачі*. Розміри та конфігурація проточки між різьбовою та посадочною частинами вала відповідають рисунку 32 і вибираються за таблицею 76. Товщина дистанційного кільця: $b_B = b_p + (3..4)$, мм. Відстань між торцем шліцьової круглої гайки та внутрішньою стінкою кришки (аналог розміру Δ – див. рисунок 15) $\Delta = 3..5$ мм. Висота центрального буртика: $b_B = \Delta + h_{\Gamma} + t_{ш} + b_B$.

Інші розміри конструкції залежать від номінального діаметра різьби d , методика вибору якого подана у п. "Ведучий вал конічної закритої передачі", та наведені в таблиці 78.

Таблиця 78 – Розміри дрібних різьб і круглих шліцьових гайок

Назва, позначення розміру	Розмір, мм										
Номінальний діаметр різьби d	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36
Крок різьби p	1,25	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Внутрішній діаметр різьби d_1	10,65	12,38	14,38	16,38	18,38	20,38	22,38	25,38	28,38	31,38	34,38
Зовнішній діаметр гайки d_{Γ}	26	28	30	32	34	38	42	45	48	52	55
Висота гайки h_{Γ}	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10
Глибина шліца $h_{ш}$	2	2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	3	3
Глибина паза h_n	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Товщина стопорної шайби $t_{ш}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,6	1,6
Розмір фаски f	0,6	0,6	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Продовження таблиці 78

Назва, позначення розміру	Розмір, мм										
Номінальний діаметр різьби d	39	42	45	48	52	56	60	64	68	72	76
Крок різьби p	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2	2	2
Внутрішній діаметр різьби d_1	37,38	40,38	43,38	46,38	50,38	53,84	57,84	61,84	65,84	69,84	73,84
Зовнішній діаметр гайки d_{Γ}	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110
Висота гайки h_{Γ}	10	10	10	12	12	12	12	12	15	15	15
Глибина шліца $h_{ш}$	3	3	3	4	4	4	4	4	5	5	5
Глибина паза h_n	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Товщина стопорної шайби $t_{ш}$	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Розмір фаски f	1	1	1	1	1	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6

Позначення різьби, яка використовується в конструкції на рисунку 34, складається з номінального діаметра та кроку ($d \times p$), оскільки, як зазначалось вище, для підвищення точності регулювання застосовуються різьби з дрібним кроком.

Вузол Д. Ущільнення стакана захисною шайбою показано на рисунку 35.

Форма та розміри проточок на валу та на внутрішній поверхні стакана вибираються аналогічно рисунку 32 за таблицею 76, при цьому номінальним діаметром для проточки на валу є d_{Π} , а для проточки в стакані – D . Діаметр отвору в торці стакана, який є номінальним для визначення зовнішнього діаметра захисної шайби визначається як $(D - 0,7B_{\Pi})$, а діаметр упорної поверхні стакана під підшипник $D_{\Pi} = D - 0,6B_{\Pi}$ (ширина підшипника B_{Π} визначена в процесі вибору підшипника – див. відповідні пункти щодо конкретного вала та передачі). Розміри і форма захисної шайби визначаються за рисунком 33.

Вузол Е. Дистанційна втулка на кінцічному валу-шестерні наведена на рисунку 36.

Форма та розміри проточки в стакані вибираються згідно з рисунком 32 та таблицею 76 при номінальному діаметрі D .

Для спрощення монтажу підшипників та дистанційної втулки між посадочними ділянками підшипників діаметр вала зменшується на 1..2 мм, а отвір в стакані збільшується на 1..2 мм відповідно відносно посадочних діаметрів d або D . Інші розміри очевидні з рисунка 36.

Вузол К. Прилягання дистанційної втулки до ступиці відображено на рисунку 37. Радіус заокруглення переходу діаметрів вала r_1 вибирається за таблицею 76.

Вузол Л. Регулювання натягу в підшипнику кінцевою шліцьовою гайкою показано на рисунку 38. Конструкція практично повністю аналогічно рисунку 34, тому всі пояснення до нього в повній мірі застосовуються для рисунка 38.

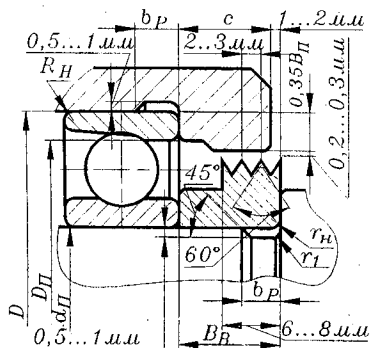


Рисунок 35 – Ущільнення стакана захисним кільцем

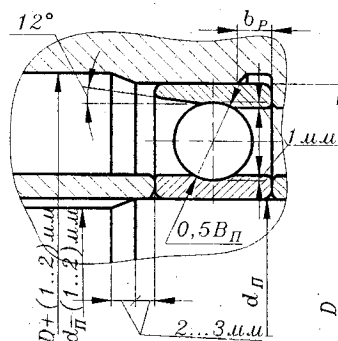


Рисунок 36 – Дистанційна втулка на валу

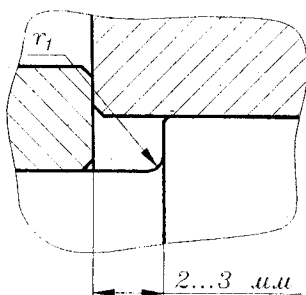


Рисунок 37 – Прилягання дистанційної втулки

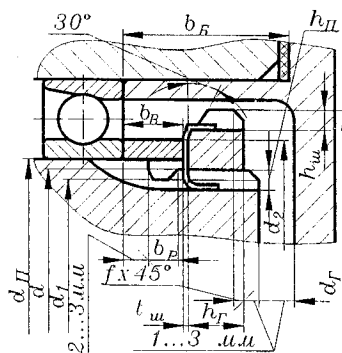


Рисунок 38 – Регулювання натягу в підшипнику за допомогою кінцевої шліцьової гайки

Вузол М. Система змащення підшипників за допомогою прес-маслянок, яка показана на рисунку 39, а основні розміри деяких типів прес-маслянок наведені в таблиці 79.

Таблиця 79 – Розміри прес-маслянок, мм

Номер маслянки	Різьба	H	h_2	h_1	h_0	d_1	d_2	D	Розмір під ключ	α
1	К 1/8"	13	8	6	2	4,5	6,7	10	8	48
2	M10×1	18	10	7	6	4,5	6,7	12	10	48

Вузол Н. Варіант опори вала на сферичних підшипниках, який показано на рисунку 40.

Наведені на рисунках 33, 36 та 40 деякі розміри, котрі мають відношення до поперечного перерізу відповідно радіальних, в тому числі – сферичних та радіально-осьового підшипників (діаметр тіла кочення рівний $0,5B_П$, глибина бігової доріжки порядку 1 мм, кут

нахилу конічної бігової доріжки – 12° , радіус кола центрів тіл кочення сферичних підшипників $0,5(D + d_{II})$ не відповідають точним розмірам реальних підшипників, а наведені тільки для спрощеної побудови перерізу вказаних підшипників.

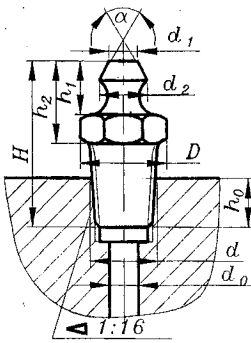


Рисунок 39 – Прес-маслянка

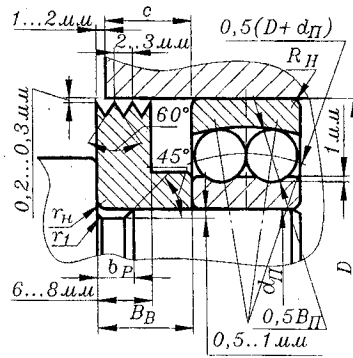
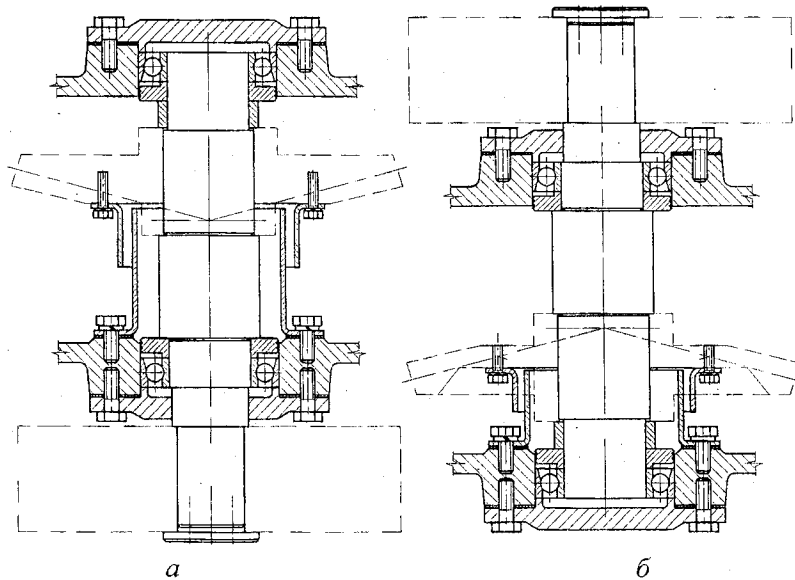


Рисунок 40 – Варіант опори на сферичних підшипниках

Особливості конструкції передач з вертикальними вихідними валами

Конструктивні схеми ведучих та ведених валів закритих передач з вертикальними валами принципово не відрізняються від аналогічних схем редукторів з горизонтальними валами. Тому їх проектування необхідно вести, враховуючи всі зауваження, наведені для відповідних передач, при цьому слід брати до уваги також концептуальні зауваження щодо переваг чи недоліків тих чи інших варіантів конструкцій.

Єдина відмінність полягає в тому, що нижній підшипник редуктора (якщо він знаходиться внизу картєра) повинен захищатись від рідкого мастила картерної системи змащення ковпаком, висота якого вибирається конструктивно якомога більшою, наскільки це дозволяє положення елементів колеса або шестерні. Бажано, коли це можливо, встановлювати подвійний ковпак назустріч один одному так, щоб вони утворювали лабіринт, який не дозволяв би туману з мастила потрапляти в підшипникові вузли. Саме така конструкція показана на рисунку 41, б (на прикладі вихідного вала конічної закритої зубчатої передачі).



а – вихід вала вниз; б – вихід вала вгору

Рисунок 41 – Конструкція вертикальних валів редукторів

Ковпак штампованої конструкції виготовляється з листової сталі товщиною 0,5..1,5 мм (товщина залежить від діаметральних розмірів), нерухомий ковпак кріпиться до корпусної деталі редуктора через прокладку болтами, кількість та діаметр яких відповідає болтам для кріплення кришок (розміри кришок визначені в процесі їх проектування згідно з рекомендаціями, викладеними стосовно ведучих та ведених валів відповідних передач). Рухомий ковпак, який встановлюється на зубчатому колесі, кріпиться до нього 3–4 гвинтами М5..М8 (залежно від діаметральних розмірів).

Оформлення розділів конструювання валів, їх опор та зубчатих або черв'ячних коліс структурно складається з пунктів, які послідовно відповідають змісту теоретичного матеріалу за темою заданого вала та передачі. Настійно рекомендується, оскільки для скорочення обсягу цих вказівок в них широко використовується принцип посилань на інші розділи, детально проробити весь теоретичний матеріал з конструювання валів редуктора або як мінімум – всі ті частини теорії, на які є посилання в матеріалі, що стосується редуктора, котрий проектується.

Приклад (варіант ведучого вала черв'ячного редуктора)

Х.2 Конструювання валів редуктора та їх опор

Х.2.1 Конструювання ведучого вала редуктора та його опор

Оскільки максимальний діаметр черв'ячного колеса (визначено в п. Х.1.9) $d_{aM2} = 216 \text{ мм} < 350 \text{ мм}$, то вибирається варіант конструкції черв'ячного вала закритої черв'ячної передачі з опорами “у розтір”.

Х.2.1.1 Діаметральні розміри черв'яка

Матеріал черв'яка вибрано в п. Х.1.3 – сталь 45 загартована з границею міцності $\sigma_B = 590 \text{ МПа}$, границею текучості $\sigma_T = 330 \text{ МПа}$, твердістю поверхні $HRC = 45..55$ одиниць.

Допустимі напруження кручення: $[\tau_K] = 0,03 \cdot 590 = 17,65 \text{ МПа}$.

Діаметр вихідного кінця вала:

$$d_B = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0,2[\tau_K]}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{5,45}{0,2 \cdot 17,65}} = 12,07 \text{ мм.}$$

Прийнято $d_B = 13 \text{ мм}$.

Діаметр першої перехідної ділянки:

$$d_{B1} = (1,05..1,25)d_B = (1,05..1,25)13 = 13,6..16,25 \text{ мм, прийнято } d_{B1} = 16 \text{ мм.}$$

Діаметр посадочної ділянки під підшипник $d_{II} > d_{B1}$, прийнято $d_{II} = 17 \text{ мм}$.

Діаметр другої перехідної ділянки:

$$d_{B2} = (1,05..1,25)d_{II} = (1,05..1,25) \cdot 17 = 17,85..21,25 \text{ мм.}$$

Прийнято $d_{B2} = 20 \text{ мм}$.

Оскільки діаметр другої перехідної ділянки $d_{B2} < d_{f1} = 40,4 \text{ мм}$ (визначено в п. Х.1.9) – перехідна ділянка діаметром d_{B3} не формується.

Х.2.1.2 Вибір підшипників черв'ячного вала

У зв'язку з тим, що на вал діє осьова сила від черв'ячної передачі попередньо для діаметра посадочної ділянки $d_{II} = 17 \text{ мм}$ вибрано радіально-осьовий підшипник 36203, зовнішній діаметр якого $D = 40 \text{ мм} < d_{a1} = 58 \text{ мм}$ (визначено в п. Х.1.9). Для забезпечення складання вузла вибрано підшипник 46303 з зовнішнім діаметром $D = 47 \text{ мм}$, шириною $B_{II} = 14 \text{ мм}$ [31, с. 481], який встановлюється в стакані, діаметром $D_g = 60 \text{ мм} > 58 \text{ мм}$, товщиною стінки $b_C = 0,5(D_g - D) = 0,5(60 - 47) = 6,5 \text{ мм}$.

Х.2.1.3 Осьові розміри черв'ячного вала

Довжина ступиці:

$$l_{C1} = (1..1,5)d_B = (1..1,5) \cdot 13 = 13..19,5 \text{ мм, прийнято } l_{C1} = 18 \text{ мм.}$$

Конструювання кришок

Конструювання кришок ведеться за п. Х.2 розділу “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”, в тому числі – відносно правил застосовування коефіцієнтів у формулах.

Колова швидкість вала під ущільненням:

$$V = \frac{3,14 d_{в1} n_{II}}{60000} = \frac{3,14 \cdot 14 \cdot 417,4}{60000} = 0,306 \text{ м/с.}$$

Вибрано ущільнення без обмежень за швидкістю за допомогою гумових манжет, розмір сторони перерізу манжети $b_M = 7$ мм при діаметрах валів $d_1 < 20$ мм (таблиця 61, для вибраних проектантом інших типів ущільнень використовуються таблиці 62, 63).

Вибір болтів для кріплення кришок до корпусу d_M . При номінальному діаметрі $D_g = 60$ мм вибрано чотири болти М8 (таблиця 60).

Зовнішній діаметр кришки $D_\phi = D_g + 4d_M = 60 + 4 \cdot 8 = 92$ мм.

Діаметр кола отворів для кріплення кришок $D_B = 0,5(D_\phi + D_g) = 0,5(92 + 60) = 76$ мм.

Товщина фланця $b_\phi = (0,15..0,05)D_g = 0,15D_g = 0,15 \cdot 60 = 9$ мм.

Висота центрального буртика $b_B = (0,1..0,05)D_g = 0,1 \cdot 60 = 6$ мм.

Найменша товщина кришки $t = 24$ мм, прийнято $t = 2$ мм.

Найменша відстань між елементами кришки та підшипником $\Delta = 2..4$ мм, прийнято $\Delta = 2$ мм.

Товщина центрального буртика приймається в діапазоні 2..10 мм, прийнято – 2 мм.

Ширина контактної поверхні кришки $b_0 = t + b_M = 2 + 7 = 9$ мм.

Для ущільнень з повсті ширина контактної поверхні визначається $b_0 = 2t + a_M$, для ущільнень проточками $b_0 = 2t + 11r$ – при чотирьох проточках, $b_0 = 2t + 8r$ – при трьох проточках.

Загальна товщина кришки $b_K = b_0 + \Delta = 9 + 2 = 11$ мм.

Конструювання кінцевої шайби

Діаметр шайби $D_K = 1,25d_B = 1,25 \cdot 13 = 15$ мм, прийнято $D_K = 15$ мм.

Діаметр болта для кріплення шайби $d_{MK} = (0,1..0,2)d_B = 0,2d_B = 0,2 \cdot 13 = 2,6$ мм, прийнята ближча метрична різьба М4 (таблиця 64).

Діаметр штифта $d_{Ш} = 0,6d_{MK} = 0,6 \cdot 4 = 2,4$ мм, прийнято $d_{Ш} = 3$ мм.

Товщина шайби $t_K = 0,7d_{MK} = 0,7 \cdot 4 = 2,8$ мм, прийнято $t_K = 3$ мм.

Прийнято змащення підшипників черв'ячного вала мастилом з картера редуктора (при малій частоті обертання доцільна конструкція з нижнім черв'яком), ущільнення підшипника за допомогою захисної шайби.

Конструювання захисного кільця

На ободі кільця формується три гребні з кроком 2 мм.

Ширина обода:

$$b_{OB} = p_K(z_K - 1),$$

де p_K і z_K – вибрані крок та кількість канавок $b_{OB} = 2 \cdot (3 - 1) = 4$ мм.

Загальна товщина кільця $V_B = b_{OB} + (2..4) = 4 + 2 = 6$ мм.

Відстань між внутрішньою стінкою корпусу редуктора та підшипником при виступі кільця в середину корпусу на 2 мм:

$$c = V_B - (2..3) = 6 - 2 = 4 \text{ мм.}$$

Прогін вала $l \approx d_{ма2} = 216$ мм (максимальний діаметр черв'ячного колеса розраховано в п. Х.1.9).

Розмір консолі вала:

$l_K = 0,5l_{C1} + b_K + 0,5V_{II} + (10..15) = 0,5 \cdot 18 + 11 + 0,5 \cdot 13 + 10 = 36,5$ мм, прийнято $l_K = 38$ мм.

Х.2.1.4 *Перевірочний розрахунок шпонкового з'єднання (детально – в розділі “Проектування колеса відкритої зубчатої передачі”).*

Розміри перерізу шпонки для діаметра вала $d_B = 12$ мм: ширина шпонки $b_{\Pi} = 4$ мм, висота $h = 4$ мм, висота виступу шпонки з вала $t_1 = 0,39 \cdot h = 0,39 \cdot 4 = 1,6$ мм (таблиця 55 та пояснення до неї).

Довжина шпонки за умовою міцності на зріз:

$$l_{\Pi} = \frac{2000T_{\Pi}}{d_B b_{\Pi} [\tau]} + b_{\Pi}, \quad l_{\Pi} = \frac{2000 \cdot 5,45}{13 \cdot 4 \cdot 100} + 4 = 6,34 \text{ мм.}$$

Довжина шпонки за умовою міцності при зминанні:

$$l_{\Pi} = \frac{2000T_{\Pi}}{d_B t_1 [\sigma]} + b_{\Pi}, \quad l_{\Pi} = \frac{2000 \cdot 5,45}{13 \cdot 1,6 \cdot 80} + 4 = 8,54 \text{ мм.}$$

За результатами розрахунків прийнята довжина шпонки $l_{\Pi} = 9$ мм.

Вибір довжини шпонки – див. кінець теоретичної частини розділу “Проектування колеса відкритої зубчатої передачі”.

Х.2.2 Конструювання веденого вала редуктора, його опор та колеса

Х.2.2.1 Діаметральні розміри веденого вала редуктора

Для виготовлення вала з метою уніфікації матеріалів, які застосовуються для виготовлення приводу, вибрана сталь 45 загартована з границею міцності $\sigma_B = 590$ МПа, границею текучості $\sigma_T = 330$ МПа, твердістю поверхні $HRC = 45..55$ одиниць.

Допустимі напруження кручення визначені в п. Х.2.1.1.

Діаметр вихідного кінця вала:

$$d_B = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{\Pi}}{0,2[\tau_K]}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{256,2}{0,2 \cdot 17,65}} = 39,98 \text{ мм.}$$

Прийнято $d_B = 40$ мм.

Діаметр першої перехідної ділянки:

$$d_{B1} = (1,05..1,25)d_B = (1,05..1,25) \cdot 12 = 42..50 \text{ мм, прийнято } d_{B1} = 48 \text{ мм.}$$

Діаметр посадочної ділянки під підшипник $d_{\Pi} > d_{B1}$, прийнято $d_{\Pi} = 50$ мм.

Діаметр посадочної ділянки під колесо $d_{B2} > d_{\Pi}$, прийнято $d_{B2} = 52$ мм.

Діаметр другої перехідної ділянки:

$$d_{B3} = (1,05..1,25)d_{B2} = (1,05..1,25) \cdot 52 = 54,6..65 \text{ мм, прийнято } d_{B3} = 60 \text{ мм.}$$

Х.2.2.2 Вибір підшипників веденого вала

У зв'язку з тим, що на вал діє осьова сила від черв'ячної передачі для діаметра посадочної ділянки $d_{\Pi} = 50$ мм вибрано радіально-осьовий підшипник 36210, зовнішній діаметр якого $D = 90$ мм, ширина $B_{\Pi} = 20$ мм.

Х.2.2.3 Осьові розміри вала черв'ячного колеса

Довжина ступиці:

$$l_{C1} = (1..1,5)d_B = (1..1,5) \cdot 40 = 40..60 \text{ мм, прийнято } l_{C1} = 52 \text{ мм.}$$

Конструювання кришок

Конструювання кришок ведеться аналогічно п. Х.2 розділу “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”, в тому числі – відносно правил застосовування коефіцієнтів в формулах.

Колова швидкість вала під ущільненням:

$$V = \frac{3,14 d_{B1} n_{\Pi}}{60000} = \frac{3,14 \cdot 48 \cdot 8,35}{60000} = 0,021 \text{ м/с.}$$

Тип ущільнення вибирається без обмежень за швидкістю. Вибрано ущільнення за допомогою гумових манжет, розмір сторони перерізу манжети $b_M = 10$ мм при діаметрах валів від 20 до 50 мм (таблиця 61, для вибраних проектантом інших типів ущільнень використовуються таблиці 62, 63).

Вибір болтів для кріплення кришок до корпусу d_M . При номінальному діаметрі $D = 90$ мм вибрано чотири болти М8 (таблиця 60).

Зовнішній діаметр кришки $D_\Phi = D + 4d_M = 90 + 4 \cdot 8 = 122$ мм.

Діаметр кола отворів для кріплення кришок $D_B = 0,5(D_\Phi + D) = 0,5(122 + 90) = 106$ мм.

Товщина фланця $b_\Phi = (0,15..0,05)D = 0,126 \cdot D = 0,126 \cdot 90 = 11,34$ мм, прийнято $b_\Phi = 12$ мм.

Висота центрального буртика $b_B = (0,1..0,05)D = 0,09 \cdot 90 = 8,1$ мм, прийнято $b_B = 8$ мм.

Найменша товщина кришки $t = 2..4$ мм, прийнято $t = 2$ мм.

Найменша відстань між елементами кришки та підшипником $\Delta = 2..4$ мм, прийнято $\Delta = 3$ мм.

Товщина центрального буртика – в діапазоні 2..10 мм, прийнято – 4 мм.

Ширина контактної поверхні кришки $b_0 = t + b_M = 2 + 10 = 12$ мм.

Для ущільнень з повсті ширина контактної поверхні визначається $b_0 = 2t + a_M$, для ущільнень проточками $b_0 = 2t + 11r$ – при чотирьох проточках, $b_0 = 2t + 8r$ – при трьох проточках.

Загальна товщина кришки: $b_K = b_0 + \Delta = 12 + 3 = 15$ мм.

Конструювання кінцевої шайби

Діаметр шайби $D_K = 1,25d_B = 1,25 \cdot 40 = 50$ мм, прийнято $D_K = 50$ мм.

Діаметр болта для кріплення шайби $d_{MK} = (0,1..0,2)d_B = 0,16d_B = 0,16 \cdot 40 = 6,4$ мм, прийнята ближча метрична різьба М8 (таблиця 64).

Діаметр штифта $d_{Ш} = 0,6d_{MK} = 0,6 \cdot 8 = 4,8$ мм, прийнято $d_{Ш} = 5$ мм.

Товщина шайби $t_K = 0,7d_{MK} = 0,7 \cdot 8 = 5,6$ мм, прийнято $t_K = 6$ мм.

Прийнято змащення підшипників консистентним мастилом з поповненням мастила через прес-маслянку розміру 1, ущільнення підшипника – захисною шайбою.

Конструювання захисного кільця

На ободі кільця формується три гребні з кроком 2 мм.

Ширина обода:

$$b_{OB} = p_K(z_K - 1),$$

де p_K і z_K – вибрані крок та кількість канавок: $b_{OB} = 2 \cdot (3 - 1) = 4$ мм.

Загальна товщина кільця $B_B = b_{OB} + (2..4) = 4 + 2 = 6$ мм.

Відстань між внутрішньою стінкою корпусу редуктора та підшипником при виступі кільця в середину корпусу на 2 мм:

$$c = B_B - (2..3) = 6 - 2 = 4 \text{ мм.}$$

Інші осьові розміри можливо визначити тільки після конструювання черв'ячного колеса.

Конструювання зубчатих та черв'ячних коліс

Конструювання зубчатих циліндричних та конічних коліс ведеться за методикою, яка викладена в розділі “Проектування колеса відкритої зубчатої передачі”. Відмінність конструкції реальних кованих коліс (на рисунках 10 та 11 показані колеса, заготовки для яких виготовлені методом токарної обробки, що характерно для малосерійного та індивідуального виробництва) полягає в тому, що циліндричні поверхні – зовнішня ступиці діаметром d_C та внутрішня виточки діаметром d_0 необхідно замінити конічними поверхнями з кутом при вершині (штампувальний кут) 7° і радіусом заокруглення більше 6 мм (рекомендації ГОСТ 7505–89). Приклад такої трансформації циліндричного колеса показано на рисунку 42.

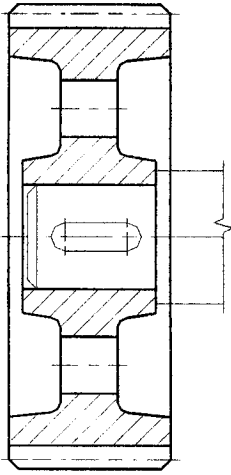


Рисунок 42 – Штамповане колесо

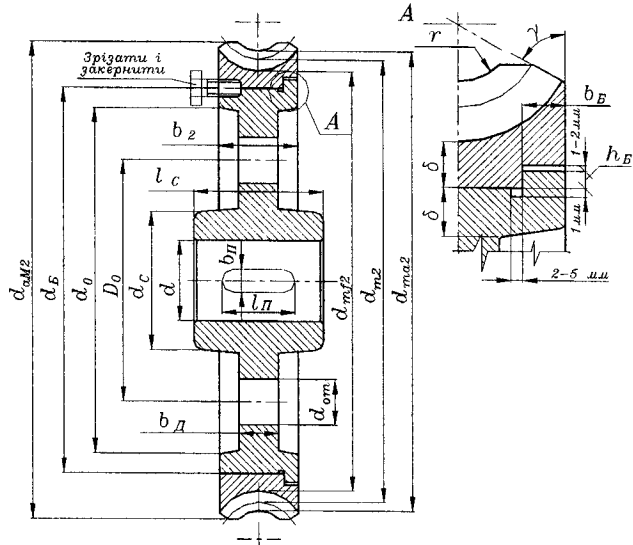


Рисунок 43 – Черв'ячне колесо збірної конструкції

Черв'ячне колесо як правило – збірної конструкції: зубчатий вінець виготовляється з антифрикційного матеріалу, наприклад, бронзи, яка має високу вартість, але малий коефіцієнт тертя, що підвищує коефіцієнт корисної дії передачі та знижує втрати на нагрівання, а центральна частина, включаючи ступицю – з сталі або чавуну. Тільки при швидкості ковзання (визначається в п. X.1.2) менше 2 м/с колесо може виготовлятися суцільним з сірого чавуну. Вінець та центральна частина черв'ячного колеса з'єднуються одним з наступних методів:

- при одиничному та дрібносерійному виробництві – посадкою з натягом або гвинтовим кріпленням диска центральної частини до диска вінця (діаметр різьби – 0,6..0,8 від ширини пояска δ або 1,5..2 т, довжина 2..3 діаметри різьби);

- в масовому та середньосерійному виробництві відливкою вінця на центральну частину з фіксацією за допомогою шипів, гребнів тощо.

На рисунку 43 показано черв'ячне колесо комбінованої конструкції, де використана посадка з натягом. При цьому для фіксації вінця застосовано 3..8 гвинтів, які встановлюються на стику між вінцем та центральною частиною, по можливості – зі зміщенням центра отвору на 1..2 мм в центральну частину. Після встановлення гвинтів їх зайва частина зрізається. Колесо монтується таким чином, щоб осьова сила в зачепленні притискувала вінець до буртика. Цього досягають при необхідності поворотом колеса на 180° відносно вертикальної осі. Послідовність проектування черв'ячного колеса пояснюється прикладом, який наведено нижче.

X.2.2.4 Конструювання черв'ячного колеса (продовження прикладу)

Посадочний діаметр черв'ячного колеса $d = d_{B2} = 52$ мм.

Довжина ступиці $l_C = (1..1,5)d_B = (1..1,5) \cdot 52 = 52..78$ мм, прийнято $l_C = 70$ мм.

Якщо визначена в п. X.1.9 ширина колеса b_2 знаходиться в середині діапазону, розрахованого вище, то довжина ступиці приймається рівною ширині колеса. Коли ж ширина колеса менше меншого або більша більшого значень, то довжина ступиці приймається відповідно за меншим або більшим значенням діапазону довжин ступиці з приведенням результату до стандартного ряду лінійних розмірів (таблиця 46).

Діаметр ступиці $d_C = 1,5d + 10 \text{ мм} = 1,5 \cdot 52 + 10 = 84$ мм, прийнято $d_C = 84$ мм.

Ширина пояска $\delta = (1,5..2)t \geq 10 \text{ мм} = 2 \cdot 4 = 8$ мм, прийнято $\delta = 10$ мм. Діаметр різьби гвинтів кріплення бандажа (0,8 δ) – М8.

Діаметр бандажа $d_B = d_{mf2} - 2\delta = 190,4 - 20 = 170,4$ мм, прийнято $d_0 = 170$ мм.

Діаметр виточки $d_0 = d_B - 2\delta = 170 - 20 = 150$, прийнято $d_0 = 150$ мм.

При співвідношенні $\frac{d_0}{d_C} = \frac{150}{84} = 1,79 \geq 1,5$ формується диск між ступицею та вінцем,

товщина якого $b_D = (0,2..0,35)b_2 \geq 8$ мм, $b_D = (0,2..0,35) \cdot 38 = 7,6..13,3$ мм, прийнято $b_D = 13$ мм.

У випадку, коли співвідношення **менше 1,5, диск не створюється**, тобто ступиця переходить в вінець, товщина диска та параметри, які стосуються диска і виточки не розраховуються.

Діаметр кола отворів $D_0 = 0,5(d_0 + d_C) = 0,5 \cdot (150 + 84) = 117$ мм.

Діаметр отворів $d_{от} = (0,25..0,3)(d_0 - d_C) = (0,25..0,3)(150 - 84) = 16,5..19,8$ мм, прийнято $d_{от} = 17$ мм.

Ширина буртика $b_B = 0,1b_2 = 0,1 \cdot 38 = 3,8$ мм, прийнято $b_B = 4$ мм.

Висота буртика $h_B = 0,8b_B = 0,8 \cdot 4 = 3,2$ мм, прийнято $h_B = 3$ мм.

Радіус виточки $r = a - 0,5d_{ма2} = 125 - 0,5 \cdot 208 = 21$ мм.

Міжосьова відстань a і середній діаметр вершин колеса $d_{ма2}$ визначено в п. X.1.9.

Кут фаски $\gamma = 30^\circ$.

Розмір консолі вала:

$l_K = 0,5l_{C1} + b_K + 0,5B_{II} + (10..15) = 0,5 \cdot 52 + 15 + 0,5 \cdot 20 + 12 = 63$ мм, прийнято $l_K = 63$ мм.

Зазор між деталями, які обертаються, та внутрішньою стінкою корпусу редуктора $g = \sqrt[3]{2a + (2..3)} = \sqrt[3]{2 \cdot 125 + (2..3)} = 6,23 + (2..3) = 8,2..9,2$ мм, прийнято $g = 9$ мм.

Прогін вала $l = B_2 + 2g + 2c + B_{II} = 70 + 2 \cdot 9 + 2 \cdot 5 + 20 = 118$ мм.

X.2.5 Перевірочний розрахунок шпонкового з'єднання

Розміри перерізу шпонки для діаметра вала $d_B = 40$ мм: її ширина $b_{II} = 12$ мм, висота $h = 8$ мм, висота виступу шпонки з вала $t_1 = 0,39 \cdot h = 0,39 \cdot 8 = 3,3$ мм (табл. 55 та пояснення до неї).

Довжина шпонки за умовою міцності на зріз:

$$l_{II} = \frac{2000T_{II}}{d_B b_{II} [\tau]} + b_{II}, \quad l_{II} = \frac{2000 \cdot 256,2}{40 \cdot 12 \cdot 100} + 12 = 22,7 \text{ мм.}$$

Довжина шпонки за умовою міцності при зминанні:

$$l_{II} = \frac{2000T_{II}}{d_B t_1 [\sigma]} + b_{II}, \quad l_{II} = \frac{2000 \cdot 256,2}{40 \cdot 3,3 \cdot 80} + 12 = 49,5 \text{ мм.}$$

За результатами розрахунків прийнята довжина шпонки $l_{II} = 50$ мм.

Вибір довжини шпонки – див. кінець теоретичної частини розділу “Проектування колеса відкритої зубчатої передачі”.

Вибір посадок деталей

Рекомендації із застосування посадок наведено в таблиці 80. Якщо в таблиці для конкретного випадку рекомендується декілька посадок, то вони застосовуються в послідовності погіршення умов роботи зліва направо.

X.3 Вибір посадок деталей

Вибрано посадки для деталей редуктора: вал під внутрішнє кільце підшипника – к6; вінць черв'ячного колеса на центральній частині – Н7/р6; дистанційна втулка на валу – Н7/г6; дистанційне кільце на валу – Н9/г6; діаметр отвору під гумову манжету – Н8; зовнішні діаметри черв'ячних коліс – d11; зовнішній діаметр черв'яка – h7; отвір під зовнішнє кільце підшипника – Н7; призматична шпонка нерухома в пазу вала та отвору – Р9/н9; ступиці черв'ячних коліс на валу – Н7/р6; ступиці шківів та зірочок на валах – Н7/т6.

Таблиця 80 – Рекомендації щодо вибору посадок деталей редукторів

Місце застосування посадки	Рекомендовані посадки
Вал під внутрішнє кільце підшипника	k6; m6
Вінець черв'ячного або зубчатого колеса на центральній частині	H7/n6; H7/p6; H7/r6
Вкладна кришка в корпусі	H7/h8; H8/js7
Дистанційна втулка на валу	H7/g6
Дистанційне кільце на валу	H9/g6
Діаметр отвору під гумову манжету	H8
Кріпильна різьба звичайної точності	6H/6g
Зовнішні діаметри зубчатих та черв'ячних коліс	d11; h11
Зовнішній діаметр черв'яка	h7
Отвір в кришці з ущільненням проточками на валу	H11/d11
Отвір під зовнішнє кільце підшипника	H7
Посадки для центрування та надійного осевого закріплення ступиць	H7/p6; H7/s6; H7/r6; H7/u7
Посадочний діаметр кришки без ущільнення прокладкою в корпусі	H7/h8
Початкова частина посадочної ділянки ступиці для направлення на шпонку	H7/d11
Призматична шпонка нерухома в пазу вала	P9/h9
Призматична шпонка нерухома в пазу отвору	D10/h9; P9/h9
Різьба середньої точності з мінімальним зазором	6H/6g
Стакан без осевого переміщення	H7/k6; H7/h6
Стакан при можливому осевому переміщенні	H7/js6; H7/h6
Ступиці коліс, які обертаються на валу	H7/f7
Ступиці коліс, які рухаються вздовж осі вала	H7/g6
Ступиці косозубих циліндричних, всіх конічних і черв'ячних коліс на валу	H7/r6; H7/s6
Ступиці шківів і зірочок на валах (відповідно – легкі, середні, важкі умови)	H7/k6; H7/m6; H7/p6
Ступиця прямозубого циліндричного колеса на валу	H7/p6
Центрувальний буртик фланця в отворі корпуса	H8/h8
Циліндричне шпонкове з'єднання	H7/r6
Циліндричне штифтове з'єднання	H7/n6
Ширина кільцевого паза для вилок перемикачів передач	H8
Шліцьові прямобічні з'єднання з центруванням по внутрішньому діаметру:	
– посадка по центрувальному діаметру	H7/g6
– посадка по ширині шліца	F10/f9
Шліцьові прямобічні з'єднання з центруванням по зовнішньому діаметру:	
– посадка по центрувальному діаметру	H7/n6; H7/js6
– посадка по ширині шліца	F8/f7

Змащення редуктора

Для змащення редуктора використовуються рідкі та консистентні мастила, які сприяють зменшенню інтенсивності зношування, зниженню тертя, відводу тепла від пар тертя та продуктів зношування, а також попередження корозії. Рідкі мастила, характеристики деяких з них наведені в таблиці 81, застосовуються для змащення зачеплень, а також можуть використовуватись для змащення підшипників кочення (картерне змащення).

Таблиця 81 – Характеристики рідких мастил

Група мастил	Марка мастила	В'язкість ν при $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $\text{мм}^2/\text{с}$	Температура застигання, $^\circ\text{C}$
Індустріальні (ГОСТ 20799-88)	И-5А	4-5	-25
	И-8А	6-8	-20
	И-12А	10-14	-30
	И-20А	17-23	-15
	И-25А	24-27	-15
	И-30А	28-33	-15
	И-40А	35-45	-15
	И-50А	47-55	-20
	И-70А	65-75	-10
	И-100	90-118	-10

Консистентні мастила (таблиця 82) в редукторах при роздільній системі змащення призначені для підшипникових вузлів з періодичною заміною та поповненням через прес-маслянки. Типорозмір прес-маслянок попередньо вибрано в процесі конструювання підшипникових вузлів ведучого та веденого валів редуктора (підрозділ Х.2).

Таблиця 82 – Характеристики консистентних мастил

Назва мастила	ГОСТ	Діапазон температур	Область застосування
Мастило універсальне середнє плавке (солідол жировий) УС-2	1033–79	–25..+65	Вузли тертя ковзання та кочення
Солідол синтетичний С	4366–76	–25..+65	Замінник УС-2
Мастило ЦИАТИМ-202	11110–75	–60..+120	Підшипники кочення, які працюють в широкому діапазоні температур
Мастило ЦИАТИМ-203	8773–73	–50..+90	Механізми, в яких високі питомі навантаження

Орієнтовний вибір рідкого мастила ведеться за в'язкістю, яка визначається для циліндричної та конічної зубчатих передач через проміжний коефіцієнт K_g :

$$K_g = \frac{H_{HV} \sigma_H^2}{1000000 V},$$

де H_{HV} – твердість поверхні *шестерні за Вікерсом* (твердість зафіксована в процесі вибору матеріалу передачі в п. Х.1.2, для переводу з одиниць за Брінеллем в одиниці за Вікерсом використовується таблиця 83);

σ_H – діючі контактні напруження в зачепленні, які визначені в п. Х.1.14 (або аналогічних для інших передач);

V – колова швидкість в зачепленні, яка визначена в п. Х.1.13 (або аналогічних для інших передач; якщо швидкість менша 1 м/с, то в розрахунках в'язкості мастила приймається $V = 1$ м/с).

Розрахункова в'язкість мастила $\nu = 30 + 2K_g - 0,005K_g^2$. З таблиці 81 вибирається мастило з ближчим значенням в'язкості.

Таблиця 83 – Співвідношення одиниць твердості в різних методах виміру

Твердість за Брінеллем HB	153	170	202	223	248	293	321	351	375	402	430	460	495	512	555	600
Твердість за Вікерсом HV	152	171	201	221	250	291	320	361	390	423	460	502	551	587	649	746
Твердість за Роквеллом HRC	–	–	–	21	25	31	35	38	40	43	45	48	51	52	56	59

Вибір рідкого мастила для черв'ячних редукторів викладено нижче. Консистентне мастило вибирається для всіх редукторів однаково.

Х.4 Змащення редуктора

Проміжний коефіцієнт для визначення в'язкості мастила:

$$K_g = \frac{\sigma_H^2}{1000 V_S},$$

де σ_H – діючі контактні напруження в передачі, $\sigma_H = 245,25$ МПа (Х.1.11);

V_S – точне значення швидкості ковзання, $V_S = 1,095$ м/с (Х.1.10) (якщо швидкість менша 1 м/с, то в розрахунках в'язкості мастила приймається $V = 1$ м/с).

$$K_g = \frac{245,25^2}{1000 \cdot 1,095} = 54,93.$$

В'язкість рідкого мастила для черв'ячної передачі:

$$\nu = 5 + 0,75K_g - 0,0025K_g^2 = 5 + 0,75 \cdot 54,93 - 0,0025 \cdot 54,93^2 = 38,66 \text{ мм}^2/\text{с}.$$

Вибрано для змащення зачеплення мастило індустріальне И-40А.

Для змащення підшипників кочення вибрано мастило універсальне середнє плавке (солідол жировий) УС-2.

Об'єми використання мастила визначаються після проектування корпусних деталей редуктора.

Проектування оболонки редуктора

Конструктивно оболонка редуктора складається з *корпуса та кришки*, всі інші елементи формуються на них. До цих елементів належать: нижній та середній *фланці* (в редукторах, які мають можливість універсального кріплення, можуть бути і верхні фланці) – потовщення корпусних елементів в площині рознімання, які використовуються для скріплення окремих частин між собою та закріплення редуктора на рамі приводу; *переходи* від одного елемента до іншого; *штифтові* з'єднання елементів оболонки; масловипускна *пробка* для зливання мастила та промивання редуктора; *маслопоказчик*; *крюки та проушини* для підняття елементів оболонки; *люк* для огляду та заливки мастила; *віддушина* для зрівноваження тиску всередині редуктора з зовнішнім при його нагріванні; *бобишки, приливи* – локальні потовщення для розташування елементів оболонки; *платики* – місцеві підняття поверхні, які потім обробляються та слугують базою для встановлення інших деталей; *ребра* для підвищення жорсткості елементів оболонки та збільшення поверхні охолодження. Площина рознімання корпуса та кришки розташована згідно з таблицею 84.

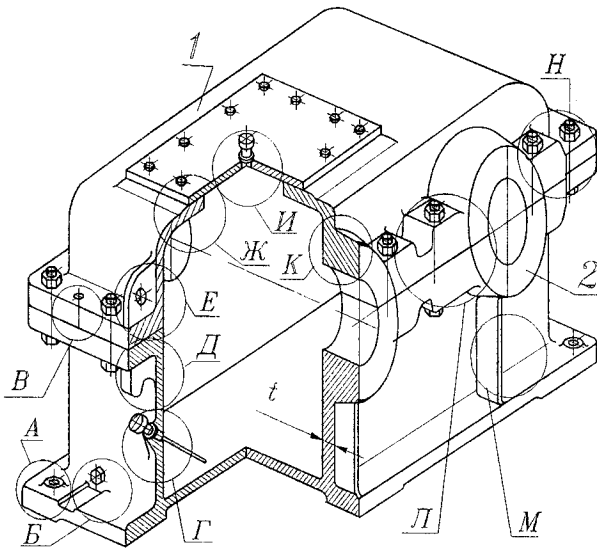
За технологією виготовлення деталі оболонки поділяються на *литі* (серійне та масове виробництво) і *зварні* (індивідуальне виробництво). Останні конструктивно більш складні, оскільки кожна деталь повинна бути розчленована на окремі елементи, але вартість підготовки виробництва значно менша, немає потреби в застосуванні спеціалізованих устаткування та процесів, чим і пояснюється їх застосування в умовах, коли редуктор виготовляється одиничними екземплярами. У курсовому проекті застосовується лита конструкція оболонки редуктора.

Таблиця 84 – Розташування площини рознімання корпуса та кришки редуктора

Тип редуктора	Основна ознака розташування площини рознімання	Додаткова ознака розташування площини рознімання
Редуктор одноступеневий циліндричний прямо- та косозубий з горизонтальними валами	Збігається з віссю швидкохідного вала	Збігається з віссю тихохідного вала
Редуктор одноступеневий циліндричний прямо- та косозубий з вертикальними валами	Перпендикулярно осі швидкохідного вала, між його опорами	Перпендикулярно осі тихохідного вала, між його опорами
Редуктор одноступеневий конічний прямозубий з горизонтальними валами	Збігається з віссю швидкохідного вала	Збігається з віссю тихохідного вала
Редуктор одноступеневий конічний прямозубий з вертикальними валами	Збігається з віссю швидкохідного вала	Перпендикулярно осі тихохідного вала, між його опорами
Редуктор одноступеневий черв'ячний горизонтальними валами	Збігається з віссю тихохідного вала	Паралельно осі черв'яка
Редуктор одноступеневий черв'ячний з вертикальним вихідним валом	Збігається з віссю черв'яка	Перпендикулярно осі тихохідного вала, збігається з серединною площиною черв'ячного колеса

Схема типової оболонки редуктора показана на рисунку 44.

Вихідними розмірами для розрахунку розмірів оболонки редуктора є *товщина стінки корпуса t* та *внутрішні розміри оболонки* довжина L_p , ширина B_p , висота H_p (розміри довжини і ширини збігаються з горизонтальною площиною, висоти – з вертикальним напрямком при нормальному робочому положенні редуктора).



1 – кришка, 2 – корпус редуктора
Рисунок 44 – Схема типової оболонки редуктора

Розмір товщини стінки корпуса $t = 2 \cdot \sqrt[3]{0,1T_{III}} \geq 6$ мм (розрахункове значення більше 6 мм приводиться до ближчого більшого цілого). Товщина стінки кришки приймається такою ж або 0,8 від товщини стінки корпуса, але не менше 6 мм. Обертальний момент на тихохідному валу редуктора визначено в розділі “Силові та кінематичні параметри валів”.

Внутрішні розміри оболонки визначаються шляхом формування контуру внутрішнього обводу, який відстоїть від габаритних контурів коліс з боків та зверху на відстані зазору між колесами та внутрішньою стінкою редуктора g , який визначено в п. X.2. Знизу відстань між колесом та дном корпуса становить $h_0 = 6t$, де t – модуль зачеплення; як модуль зачеплення прий-

мають для **циліндричних** редукторів нормальний модуль m_n , для **конічних** – зовнішній модуль m_e , для **черв’ячних** – модуль зачеплення m (модулі визначено в п. X.1 або аналогічних для зубчатих передач). Залежно від типу редуктора для орієнтовного розрахунку внутрішніх розмірів використовуються залежності, які зведені в таблицю 85. Деякі внутрішні розміри визначаються з використанням позначень, які застосовано в схемах конструкції валів редукторів (див. теорію до розділу X.2), причому з розділу X.2 потрібно брати відповідні величини прогону вала, ширини підшипника, відступу від внутрішньої стінки корпуса, які **стосуються тихохідного вала**.

Таблиця 85 – Формули для визначення внутрішніх розмірів оболонки редуктора

Тип редуктора	Внутрішні розміри редуктора, мм		
	Довжина в горизонтальній площині L_p	Ширина в горизонтальній площині B_p	Висота у вертикальному напрямку H_p
Редуктор циліндричний прямо- та косозубий з горизонтальними валами	$L_p = 2a + 2g$	$B_p = l - B_{II} - 2c$	$H_p = d_{a2} + g + h_0$
Редуктор циліндричний з вертикальними валами	$L_p = 2a + 2g$	$B_p = d_{a2} + 2g$	$H_p = l - B_{II} - 2c$
Редуктор конічний з горизонтальними валами	$L_p = d_{e2} + 2m_e + 2g$	$B_p = l - B_{II} - 2c$	$H_p = d_{e2} + 8m_e + g$
Редуктор конічний прямозубий з вертикальними валами	$L_p = d_{e2} + 2m_e + 2g$	$B_p = d_{e2} + 2m_e + 2g$	$H_p = l - B_{II} - 2c$
Редуктор черв’ячний з горизонтальними валами	$L_p = d_{ma2} + 2g$	$B_p = l - B_{II} - 2c$	$H_p = 2a + g + h_0$
Редуктор черв’ячний з вертикальним вихідним валом	$L_p = 2a + 2g$	$B_p = d_{ma2} + 2g$	$H_p = l - B_{II} - 2c$

У випадку, коли графічною побудовою встановлено, що верхня лінія контуру внутрішнього обводу кришки нахилена до горизонту під кутом **меншим за 15°**, верхня площина кришки з метою спрощення технології виготовлення не нахилиється, а приводиться до горизонтальної площини.

Необхідні для розрахунку внутрішніх розмірів оболонки редуктора міжосьова відстань, діаметри коліс, модуль розраховані в п. Х.1.

Вузли з зображенням основних елементів оболонки редуктора подані на рисунку 45.

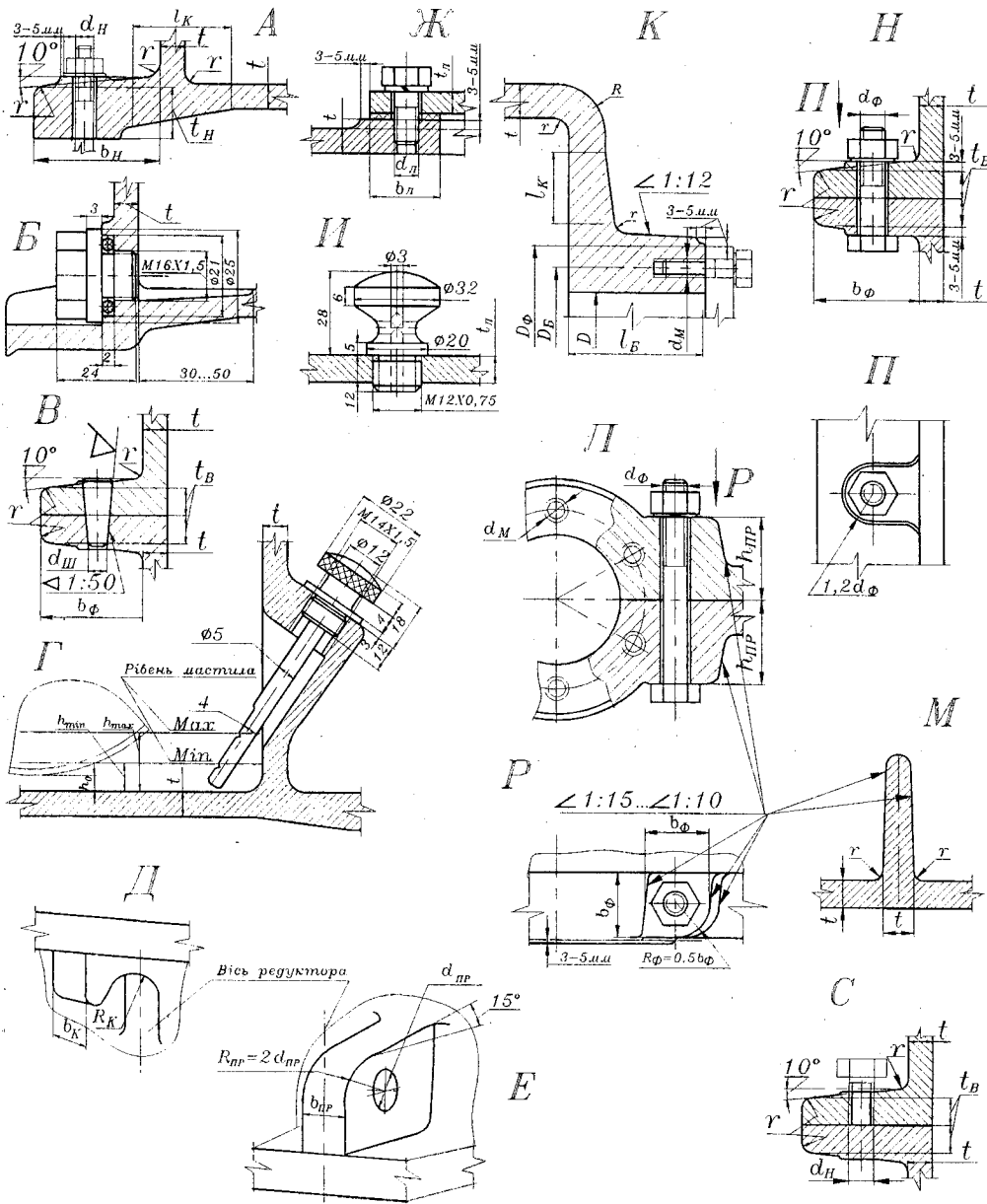


Рисунок 45 – Схеми конструктивних елементів оболонки редуктора

Вузол А. Нижній фланець корпусу редуктора. Діаметр різьби болта для кріплення редуктора до рами: $d_H = \sqrt[3]{2T_{III}} \geq 12$ мм, розрахункові значення, які більші 12 мм, приводяться до ближчого за таблицею 64 (вибір – за колонкою номінального розміру). Товщина нижнього фланця $t_H = 1,5d_H$ (використовується стандартне значення діаметра різьби). Радіус заокруглень $r = 0,5t$ (визначення цілого значення товщини стінки – див. вище). Верхня поверхня фланця нахилена назовні під кутом 10°, за рахунок чого формується горизонтальна площина платика

висотою 3..5 мм (визначають за виразом $(0,4..0,5)t$, менші значення для мінімальних діаметрів різьби болта). Для забезпечення якості литих деталей перехід від одного перерізу литої деталі до іншого виконується плавно на ділянці, довжина якої в чотири рази перевищує різницю товщини литих деталей $l_k \geq 4(t_H - t)$. Ширина нижнього фланця $b_H = 2,5d_H$.

Вузол Б. Масловипускна пробка. Різьбовий отвір для масловипускної пробки виконується в нижній частині корпусу редуктора, причому в цьому місці на дні корпусу формується квадратне стічне заглиблення, з розмірами сторони 30..50 мм та уклоном в сторону пробки 3° так, щоб дно заглиблення було нарівні з низом різьби. Внизу фланця під масловипускною пробкою може формуватись “борідка” для запобігання затікання мастила на нижню поверхню корпусу. Пробка герметизується гумовим кільцем з маслостійкої гуми МБ за ГОСТ 7338–90, яке підкладається під циліндричний фланець пробки і розташовується в круглому заглибленні діаметром 21 мм, глибиною 2 мм, чим запобігають видавлювання кільця в сторону.

Вузол В. Штифтове з'єднання корпусу та кришки. Це з'єднання слугує для надійної фіксації кришки відносно корпусу, оскільки тільки в такому випадку можна забезпечити необхідну точність обробки посадочних місць під підшипники. У редукторі використовується *два* штифтових з'єднання, причому розташовуються вони по діагоналі кришки на максимально можливій відстані один від одного. Діаметр штифта вибирається після визначення діаметра різьби болтів кріплення кришки (див. вузол Л). Конусність штифта 1:50, радіус заокруглення визначено у вузлі Б, інші розміри розраховуються у вузлі Л.

Вузол Г. Маслопоказчик. Контроль рівня мастила найчастіше проводиться за допомогою жезлового маслопоказчика, для якого в нижній частині корпусу формується прилив, причому поверхні стінки в місці різьбового отвору повинні бути перпендикулярними осі отвору (цього правила слід притримуватись для інших отворів, що забезпечує умови для безпечного входу та виходу свердла). Місце встановлення маслопоказчика та кут його нахилу вибираються такими, щоб відстань між жезлом та колесом всередині редуктора була не менше зазору g , визначеного при розрахунку осьових розмірів тихохідного вала (п. Х.2), площа платика під фланцем маслопоказчика мала розміри не менше 25×25 мм, а вийманню та вставлянню жезла не перешкоджав середній фланець чи інші елементи оболонки редуктора. **Мінімальний рівень мастила** в картері редуктора $h_{\min} = h_0 + (3..5)t$, де t – модуль зачеплення, як модуль зачеплення приймають для **циліндричних** редукторів нормальний модуль t_n , для **конічних** – зовнішній модуль t_e , для **черв'ячних** – модуль зачеплення t (модулі визначено в п. Х.1 або аналогічних для зубчатих передач). Мінімальний рівень мастила перевіряється з умови питомого об'єму мастила (особливо це доцільно для черв'ячних редукторів з нижнім черв'яком):

$$\frac{L_p \cdot V_p \cdot h_{\min}}{10^6 P_{II}} \geq (0,4..0,6) \text{ л/кВт} \quad (0,4 \text{ л/кВт приймається для } \text{циліндричних} \text{ та конічних редукто-}$$

рів, 0,6 л/кВт – для **черв'ячних**; потужність, яку передає редуктор P_{II} визначено в розділі “Силові та кінематичні параметри валів”). Якщо умова не виконується, то необхідно збільшити відстань від дна до колеса h_0 . **Максимальний рівень мастила** для редукторів з горизонтальними валами: $h_{\max} = h_0 + 0,15d_2$, де d_2 – дільний діаметр колеса (для конічних – зовнішній d_{e2} , для черв'ячних – середній d_2 , всі діаметри визначено в п. Х.1). Для редукторів з вертикальними валами: $h_{\max} = h_0 + 0,3b$, де b – ширина **колеса** закритої передачі, яка визначена в п. Х.1.

Вузол Д. Вантажний крюк корпусу редуктора. Використовується для підняття корпусу та редуктора у зборі. Радіус виточки крюка $R_K = (1,5..2)t$, ширина крюка $b_K = (2..3)t$. Крюк розташовується симетрично відносно поздовжньої осі редуктора під середнім фланцем між його краєм та стінкою корпусу. У важких редукторах кількість крюків – по два з кожної сторони.

Вузол Е. Вантажна провушина на кришці. Використовується для підняття кришки та легких редукторів у зборі. Провушина формується симетрично поздовжній осі редуктора від краю середнього фланця до стінки кришки. Верх провушини нахилено назовні під кутом 15° .

Діаметр отвору в провусині: $d_{\text{пр}} = 2t$, радіус заокруглення провусини: $R_{\text{пр}} = d_{\text{пр}}$, ширина провусини: $b_{\text{пр}} = 3t$.

Вузол Ж. Люк для заливки мастила та внутрішнього огляду редуктора. Для зручності заливки мастила та контролю зачеплення розміри люку приймають наскільки це можливо більших розмірів на плоскій частині верху кришки. Під кришкою ставлять прокладку з технічного картону марки А або маслостійкої гуми МБ за ГОСТ 7338–90 товщиною 1 мм. **Товщина люка** з сталюого листа 0,01 від довжини люка, але не менше 2 мм, товщина чавунного люка $t_{\text{л}} = (0,7..0,8)t$, значення приводиться до ближчого більшого цілого. **Діаметр гвинтів** для кріплення кришки люка: $d_{\text{л}} \approx t_{\text{л}}$ (приймається ближче значення по колонці номінальних розмірів різьби з таблиці 64). Гвинти встановлюються рівномірно по контуру люка з кроком не більше 12 номінальних діаметрів гвинтів, чим забезпечується стабільна герметична щільність стику. У місці встановлення люку на кришці формується платик висотою після обробки 3..5 мм так, щоб оброблена площина мала розміри по периметру більші за розміри люка на 3..5 мм. Ширина обробленої поверхні (**розмір перекриття** люком кришки) $b_{\text{л}} = (2,5..3)d_{\text{л}}$ (застосовується стандартне значення діаметра різьби за таблицею 64).

Вузол И. Віддушина. Використовується для зрівноваження тиску всередині редуктора при його нагріванні з тиском зовнішнього середовища. Для встановлення віддушини в центрі симетрії люка виконується різьбовий отвір $M12 \times 0,75$, в який вона вкручується. Можливе застосування зварного з'єднання. Віддушина має отвір для розгерметизації внутрішнього простору редуктора та недопущення викидів мастила назовні.

Вузол К. Бобишка для підшипників опор валів. Довжина бобишки $l_{\text{Б}}$ визначається конструктивно в процесі розрахунку осьових розмірів вала (п. Х.2). Діаметри – зовнішній підшипника D , зовнішній кришки $D_{\text{Ф}}$, кола отворів для кріплення кришки $D_{\text{Б}}$, болтів для кріплення кришки $d_{\text{М}}$ – розраховані при проектуванні валів редуктора (п. Х.2). Зовнішня поверхня бобишки повинна мати ливарні уклони 1:12, мінімальний діаметр бобишки перевищує зовнішній діаметр кришки так, щоб перехідна зона в діаметральному та осьовому напрямках мала ширину 3..5 мм. Внутрішній радіус заокруглення переходу стінок r визначено стосовно вузла А, зовнішній $R = 1,5t$, перехід від одного елемента до іншого при різній їх товщині виконується на довжині, яка в чотири рази перевищує різницю розмірів товщини (див. вузол А).

Вузол Л. Приливи для болтів бобишок опор валів. Приливи для болтів, які стягують бобишки опор валів, конструюються таким чином, щоб болти були розташовані якомога ближче до отвору під підшипник, при цьому слід враховувати наявність отворів для болтів кріплення кришок. Останні необхідно розташовувати таким чином, щоб вони не попали в стик між кришкою та корпусом, та розміщувались симетрично відносно вертикальної осі, що проходить через центр отвору під підшипник. **Діаметр різьби** болтів для з'єднання корпусу з кришкою $d_{\text{Ф}} = \sqrt[3]{T_{\text{III}}} \geq 10$ мм, вибирається за колонкою номінальних розмірів різьби (ближчі значення) з таблиці 64. Болти розташовуються рівномірно по периметру стику з врахуванням болтів бобишок опор валів, при цьому крок не повинен перевищувати 12..15 стандартних значень діаметрів болтів. **Ширина середнього фланця** $b_{\text{Ф}} \approx 2,7d_{\text{Ф}}$, товщина $t_{\text{Н}} = 1,5d_{\text{Ф}}$, одержані значення приводяться до ближчого з таблиці 46. **Висота приливу** $h_{\text{пр}}$ визначається конструктивно графічним методом в такому порядку. Від крайнього різьбового отвору для гвинтів кріплення кришки (розташування отворів – див. вузол К) паралельно площині рознімання корпусу та кришки відкладається товщина стінки t , через одержану точку проводиться твірна отвору під болти бобишок опор валів. Від цієї твірної відкладається по горизонталі діаметр отвору, який на 1..3 мм більший діаметра різьби, знаходиться положення осі отвору. Перпендикулярно осі проводять лінію на такій висоті $h_{\text{пр}}$, щоб відстань від цієї осі до кола бобишки дорівнювала половині ширини фланця $b_{\text{Ф}}$. Поверхні литва оформлюються під уклонами 1:15..1:10 (відповідно довжина твірної поверхні в межах 25..100 мм). **Діаметр штифта** (див. вузол В) $d_{\text{III}} = (0,7..0,8)d_{\text{Ф}}$ приводиться до ближчого меншого цілого.

Вузол Н. З'єднання корпусу редуктора з кришкою. Форма фланця описана у вузлі В, основні розміри до схеми вузла (ширина фланця, діаметр болта, радіус заокруглення, нахил поверхні, висота платика) визначені в теорії до вузлів А та Л. Оброблена поверхня платика має форму згідно з видом П.

Вузол М. Ребра жорсткості та охолодження. Ребра жорсткості та охолодження біля стінки оболонки мають товщину, яка дорівнює товщині стінки. Поступово ця товщина зменшується, оскільки поверхня ребра має уклон, аналогічний вузлу Л. Вершина ребра заокруглюється.

Вузол С. Віджимні болти. Застосовуються для віджимання кришки від корпусу при розбиранні редуктора, оскільки стик між ними ущільнюється герметиком, фарбою або лаком. На середньому фланці кришки з двох сторін по можливості ближче до поздовжньої осі редуктора виконуються два отвори з різьбою. При розбиранні редуктора в них вкручується гвинти (в комплект поставки не входить), які віджимають кришку від корпусу.

Подальший приклад проектування оболонки стосується черв'ячного редуктора, тому для інших типів редукторів слід враховувати всі зауваження та відмінності, викладені вище в теорії стосовно конкретного редуктора.

Х.5 Проектування оболонки редуктора (продовження прикладу)

Товщина стінки корпусу редуктора: $t = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1T_{III}} \geq 6$ мм.

$$t = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot 256,2} = 2 \cdot 2,25 = 4,5 \text{ мм, прийнято } t = 6 \text{ мм.}$$

Внутрішні розміри оболонки:

– довжина $L_p = d_{ma2} + 2g = 216 + 2 \cdot 9 = 234$ мм (зазор g визначено в п. Х.2.2.4);

– ширина $B_p = l - B_{II} - 2c = 118 - 20 - 2 \cdot 5 = 88$ мм (прогін тихохідного вала визначено в п. Х.2.2.4, ширина підшипника – в п. Х.2.2.2, відступ c – в п. Х.2.2.3);

– висота $H_p = 2a + g + h_0$,

де h_0 – відстань від дна корпусу до черв'яка, $h_0 = 6t = 6 \cdot 4 = 24$ мм,

$H_p = 2 \cdot 125 + 9 + 24 = 283$ мм (міжосьова відстань прийнята в п. Х.1.8).

Діаметр різьби болтів кріплення редуктора $d_H = \sqrt[3]{2T_{III}} \geq 12$ мм,

$d_H = \sqrt[3]{2 \cdot 256,2} = 8,002$ мм, прийнята різьба М12.

Товщина нижнього фланця $t_H = 1,5d_H = 1,5 \cdot 12 = 18$ мм.

Ширина нижнього фланця $b_H = 2,5d_H = 2,5 \cdot 12 = 30$ мм.

Радіус малих заокруглень поверхонь оболонки $r = 0,5t = 0,5 \cdot 6 = 3$ мм.

Довжина ділянки переходу $l_K \geq 4(t_H - t) = 4 \cdot (18 - 6) = 48$ мм.

Мінімальний рівень мастила в картері редуктора:

$$h_{min} = h_0 + (3..5)t = 24 + (3..5) \cdot 4 = 36..44 \text{ мм, прийнято } h_{min} = 40 \text{ мм.}$$

Перевірка умови питомого об'єму мастила:

$$\frac{L_p \cdot B_p \cdot h_{min}}{10^6 \cdot P_{II}} \geq (0,4..0,6) \text{ л/кВт, } \frac{234 \cdot 88 \cdot 40}{1000000 \cdot 0,224} = 0,824 > 0,6 \text{ л/кВт,}$$

що достатньо для нормальної роботи системи змащення редуктора.

Максимальний рівень мастила:

$$h_{max} = h_0 + 0,15d_{am2} = 24 + 0,15 \cdot 216 = 56,4 \text{ мм.}$$

Середній об'єм мастила в редукторі:

$$Q_M = L_p \cdot B_p \cdot \frac{h_{max} + h_{min}}{2 \cdot 10^6} = 234 \cdot 88 \cdot \frac{56,4 + 40}{2000000} = 0,99 \text{ л.}$$

Радіус виточки крюка $R_K = (1,5..2)t = (1,5..2) \cdot 6 = 9..12$ мм, прийнято $R_K = 10$ мм.

Ширина крюка $b_K = (2..3)t = (2..3) \cdot 6 = 12..18$ мм, прийнято $b_K = 15$ мм.

Діаметр отвору в провушині $d_{\text{ПР}} = 2t = 2 \cdot 6 = 12$ мм.

Радіус заокруглення провушини $R_{\text{ПР}} = d_{\text{ПР}} = 12$ мм.

Ширина провушини $b_{\text{ПР}} = 3t = 3 \cdot 6 = 18$ мм.

Товщина чавунного люка $t_{\text{Л}} = (0,7..0,8)t = (0,7..0,8) \cdot 6 = 4,2..4,8$ мм, прийнято $t_{\text{Л}} = 5$ мм.

Діаметр різьби гвинтів для кріплення люка $d_{\text{Л}} \approx t_{\text{Л}} = M5$.

Розмір перекриття люком кришки $b_{\text{Л}} = (2,5..3)d_{\text{Л}} = (2,5..3) \cdot 5 = 12,5..15$ мм, прийнято $b_{\text{Л}} = 15$ мм.

Зовнішній радіус заокруглення переходу стінок $R = 1,5t = 1,5 \cdot 6 = 9$ мм.

Діаметр різьби болтів для з'єднання корпусу з кришкою $d_{\Phi} = \sqrt[3]{T_{\text{III}}} \geq 10$ мм,
 $d_{\Phi} = \sqrt[3]{256,2} = 6,35$ мм, прийнято $d_{\Phi} = M10$.

Ширина середнього фланця $b_{\Phi} \approx 2,7d_{\Phi} = 2,7 \cdot 10 = 27$ мм, прийнято $b_{\Phi} = 28$ мм.

Товщина середнього фланця $t_{\text{Н}} = 1,5d_{\Phi} = 1,5 \cdot 10 = 15$ мм.

Діаметр штифта $d_{\text{Ш}} = (0,7..0,8)d_{\Phi} = (0,7..0,8) \cdot 10 = 7..8$ мм, прийнято $d_{\text{Ш}} = 8$ мм.

Х.6 Тепловий розрахунок черв'ячної передачі

(тепловий розрахунок виконується тільки для черв'ячного редуктора)

Фактичний перепад температур мастила та навколишнього середовища:

$$\Delta t = \frac{1000 P_{\text{II}} (1 - \eta)}{1,3 K_T A_{\text{ОХ}}} \leq [\Delta t] = 50^\circ \text{C},$$

де K_T – коефіцієнт теплопередачі, $K_T = 10..17$ Вт/м²·град, прийнято $K_T = 13$ Вт/м²·град;
 $A_{\text{ОХ}}$ – площа охолодження редуктора, м²,

$$A_{\text{ОХ}} = \frac{2 \cdot (L_p B_p + L_p H_p + H_p B_p)}{10^6} = \frac{2 \cdot (234 \cdot 88 + 234 \cdot 283 + 283 \cdot 88)}{1000000} = 0,223 \text{ м}^2.$$

Уточнене значення коефіцієнта корисної дії черв'ячного редуктора:

$\eta = 0,6 + 0,07z_1 = 0,6 + 0,07 \cdot 1 = 0,67$ (число заходів черв'яка z_1 вибрано в п. Х.1.8)

$$\Delta t = \frac{1000 \cdot 0,224 \cdot (1 - 0,67)}{1,3 \cdot 13 \cdot 0,223} = 19,61 < 30^\circ \text{C}.$$

Якщо перепад температур більший за допустимий, слід збільшити площу охолодження за рахунок введення додаткових ребер, площа яких враховується з коефіцієнтом 0,5.

Складання редуктора

У цьому підрозділі коротко викладається послідовність складання редуктора.

Х.7 Складання редуктора

Деталі, які надходять в складальний цех, повинні відповідати конструкторській та нормативно-технічній документації. Внутрішні поверхні корпусу та кришки повинні бути пофарбовані червоною маслостійкою фарбою. Складання редуктора проводиться згідно зі складальним кресленням та технологічною картою процесу у такій послідовності.

Х.7.1 Ведучий вал

На вал надівають з двох сторін захисні шайби, зі сторони вихідного кінця – стакан з прокладками та після попереднього нагріву в мастилі до температури 80..100 °С (повинні бути прийняті заходи унеможливлення загорання мастила) напресовують підшипник (в підшипники набивають консистентне мастило, внутрішню поверхню отворів для підшипників

змащують тонким шаром консистентного мастила), вал в зборі вставляють в отвори корпусу, призначені для опор ведучого вала. З протилежної вихідному кінцю вала сторони надівають стакан з прокладками і запресовують другий підшипник. У наскрізну кришку за допомогою спеціальної оправки запресовують гумову манжету, на центрувальні пояски надівають прокладки, при цьому суміщають отвори під болти в прокладках, кришках і стаканах. Кришки і стакани пригвинчують до корпусу, перевіряють осьовий зазор черв'яка та легкість обертання вала. У разі, коли зазор більший або менший рекомендованого, додають або, відповідно, видаляють сталі прокладки кришок. Одночасно слідкують за тим, щоб торці захисних шайб виступали в середину редуктора приблизно на однакову відстань. У такому положенні вал фіксується спеціальними притискачами. Наскрізна кришка притискується впритул до зовнішнього кільця підшипника, замірюється зазор між фланцем стакана та площиною платика. За величиною зазору шліфується або підбирається прокладка (прокладки штампують із сталеві стрічки, сталь 08кп ГОСТ 1050-88 товщиною 0,1; 0,2; 0,4; 0,8 мм). Прокладка має форму двох півкілечь, які вставляють з двох сторін так, щоб отвори в півкілцях збігалися з отворами в корпусі. Кришка закріплюється гвинтами. У тому ж порядку зі сторони глухої кришки підбором прокладок забезпечується зазор в підшипниках 0,2..0,3 мм. На кінець вала напресовують шпонку, за допомогою штифта та гвинта закріплюють кінцеву шайбу.

X.7.2 Ведений вал

У стані заготовок на центральну частину черв'ячного колеса напресовують попередньо нагрітий бандаж, по колу стику двох частин просвердлюють два (або чотири залежно від розмірів колеса) отвори, в них нарізають різьбу, вкручують до кінця болти, виступаючі частини яких зрізують. Після цього колесо остаточно обробляється як складальна одиниця.

У шпонковий паз середньої посадочної ділянки веденого вала вставляють шпонку і встановлюють на вал черв'ячне колесо до упора в буртик. На вал надівають дистанційну втулку та з обох кінців захисні кільця. Після попереднього нагріву підшипників в мастилі до температури 80..100 °С (повинні бути прийняті заходи унеможливлення загорання мастила) їх напресовують на вал. Стикові поверхні корпусу та кришки покривають герметиком або фарбою чи лаком. Ведений вал в зборі вставляють в гнізда корпусу, на який зверху надівають кришку. За допомогою штифтових з'єднань фіксують кришку відносно корпусу та з'єднують їх болтами. Затяжка болтів ведеться послідовно від середини стику до країв і контролюється динамометричним ключем. У наскрізну кришку з використанням спеціальної оправки запресовують гумову манжету, на центрувальні пояски надівають прокладки, при цьому суміщають отвори під болти в прокладках і кришках. Порядок регулювання осьового положення та осьового зазору в підшипниках – аналогічний описаному вище для ведучого вала. При цьому контролюють зачеплення через люк (відслідковують розташування лінії контакту на поверхні зуба черв'ячного колеса та регулюють його за рахунок осьового зміщення вала). На кінець вала напресовують шпонку, за допомогою штифта та гвинта закріплюють кінцеву шайбу.

X.7.3 Остаточне складання редуктора.

У кришку люка вкручують віддушину, з внутрішньої сторони кришки різьбовий хвостовик віддушини для запобігання самовідгвинчування розкертують в чотирьох точках. Під кришку люка підкладають прокладку і встановлюють її на кришку редуктора, закріплюючи гвинтами. У різьбовий отвір корпусу вкручують масловипускную пробку, на яку попередньо надівають гумове кільце. Вкручують прес-маслянки та жезловий маслопоказчик.

Готовий редуктор підлягає обкатці та випробуванню на спеціальному стенді без навантаження, а потім під навантаженням згідно з програмою і методикою випробувань, яка входить в комплект конструкторської документації.

На місці використання редуктора в нього через люк, який перед цим знімають, заливають 1 л мастила.

Послідовність складання редукторів інших типів в деталях може дещо відрізнятись з врахуванням конструктивних особливостей конкретних виробів.

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

Модуль 32 (для груп спеціальностей М)

Графічна частина курсового проекту виконується з дотриманням вимог діючих стандартів на конструкторську документацію.

У графічну частину проекту входять:

- складальне креслення редуктора, обсяг 1–2 аркуша ф. А1;
- специфікація складального креслення редуктора, обсяг 1–3 с. стандартного бланка;
- складальне креслення приводного вала (приводний вал на підшипникових опорах з розробкою конструкції останніх, на валу встановлені ведене колесо відкритої зубчатої передачі та ведучий орган конвеєра), обсяг 0,5–1 аркуш ф. А1;
- специфікація складального креслення приводного вала, обсяг 1–3 с. стандартного бланка;
- робочі креслення приводного вала, веденого колеса відкритої зубчатої передачі, та однієї з деталей за вказівкою керівника проекту, обсяг 0,5–0,75 аркуша ф. А1.

Загальний обсяг графічної частини 2–3,75 аркуша ф. А1.

Загальні принципи побудови зображення *складального креслення приводного вала* в основному відповідають рисунку 14, розміри для більшості конструктивних елементів визначені в розділі “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”. Компонувальні рішення залежно від типу конвеєра визначаються таблиці 86.

Таблиця 86 – Компонувальні рішення приводних валів

Тип конвеєра	Компонувальна схема
ВД, КД, ПБ, ПД, ПН, СВ, СГ, СЖ, СР, СС, ЦН, ЦР	
ВВ, ВП, ПО, СП, СЦ, ЦВ	
ВО, КО, ПВ, ПШ, ЦО	

У таблиці 86 прийняті наступні позначення:

1 – кінцева шайба, конструкція якої відповідає рисунку 14, розміри розраховані в п. Х.2.5 розділу “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”;

2 – ведене колесо відкритої зубчатої передачі, конструкція якого відповідає для циліндричної передачі рисунку 10, для конічної – рисунку 11, розміри визначені в розділі “Проектування колеса відкритої зубчатої передачі”;

3 – наскрізна опора для підшипників, конструкція якої аналогічна (з врахуванням доповнень, наведених щодо конструкції підшипників) лівій підшипниковій опорі на рисунку 14, головні розміри визначені в розділі “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”;

4 – ведучий чи ведучі (для двоцепних конвеєрів) органи, принципи проектування яких та розрахунків наведені в розділі “Визначення параметрів ведучого органа приводу”;

5 – приводний вал, схема якого вибрана з таблиці 53 і відповідає рисунку X.2 розділу “Проектування приводного вала”, а розміри визначені там само;

6 – глуха підшипникова опора, конструкція якої аналогічна правій підшипниковій опорі на рисунку 14, розміри визначені в пп. X.1, X.2 розділу “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”.

Конструкції підшипникових опор з радіальними однорядними і сферичними та радіально-осьовими підшипниками показані на рисунках 33, 36 та 40, а схематично – на рисунку 46.

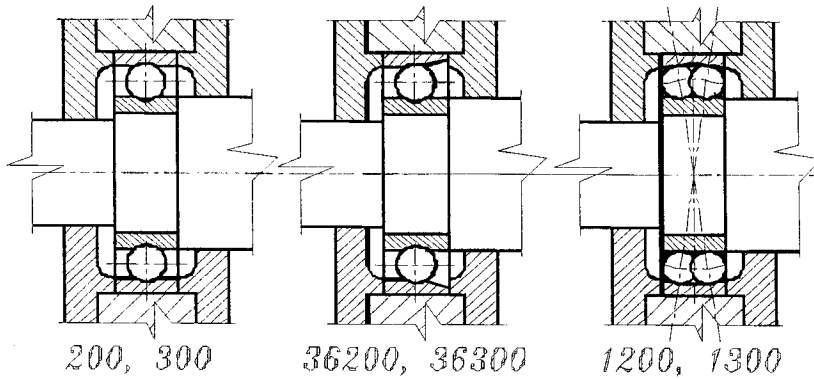


Рисунок 46 – Схеми підшипникових вузлів різних типів

Деякі розміри, котрі мають відношення до поперечного перерізу підшипників (діаметр тіла кочення рівний $0,5B_{п}$, глибина бігової доріжки порядку 1 мм, кут нахилу конічної бігової доріжки – 12° , радіус кола центрів тіл кочення сферичних підшипників $0,5(D + d_{п})$) не відповідають точним розмірам реальних підшипників, а приведені тільки для **спрощеної побудови перерізу вказаних підшипників**. Крім того, конус бігової доріжки для лівої підшипникової опори на радіально-осьових підшипниках 36200 встановлюється дзеркально до правої (див. приклади конструкцій ведучих та ведених валів у розділі “Проектування редуктора”). Також слід деталізувати конструкцію ущільнення, варіант якого необхідно вибрати самостійно (див. розділ “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала”, рисунок 15).

Ведучим органом конвеєрів СС, СР, СЖ, СГ, СВ є приводний барабан. Для всіх інших конвеєрів ведучим елементом слугує приводна зірочка. Всі основні розміри, достатні для побудови зображення ведучого органа того чи іншого конвеєра, визначені в розділі “Проектування ведучого органа приводу”. Там само на рисунках 16 та 17 показані типові конструкції приводного барабана та приводної зірочки.

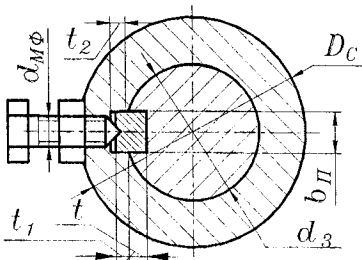


Рисунок 47 – Схема осьової фіксації вала

Розміри шпонкового паза вибираються за таблицею 55 або розраховуються за формулами під цією таблицею, причому як діаметр вала приймається d_B . Ступиці приводних барабанів та зірочок конвеєрів **ВД, КД, ПБ, ПД, ПН, ЦН, ЦР, ВВ, ВП, ПО, СП, СЦ, ЦВ** повинні фіксуватись в осьовому напрямку за типом конструкції на рисунку 47, причому діаметр болта $d_{MФ}$ вибирається з таблиці 64 дещо меншим від ширини шпонкового паза $b_{п}$ (вибрана за таблицею 55 для діаметра вала d_B). Для конвеєрів **ВО, КО, ПВ, ПШ, ЦО** фіксуючим елементом слугує кінцева шайба, розміри та конструкція якої визначені в розділі “Конструювання підшипникових вузлів приводного вала” та на рисунку 14.

Форма кришки не обов'язково повинна відповідати рисунку 15, оскільки вона визначається співвідношенням розмірів b_ϕ , b_0 , b_K . У випадку, коли, наприклад, $b_0 + \Delta \leq b_B + b_\phi$, кришка має плоску форму без випуклості, показаної на рисунку 15. Інколи при товщині кришки, яка менша товщини фланця, створюється впадина з зовнішньої сторони тощо. У випадку незначної різниці між діаметрами D і d виточка з середини кришки теж не формується, а внутрішня площина кришки зразу ж переходить в центрувальний буртик.

Для конвеєрів **ВД**, **ВО** *вісь вала* на складальному кресленні розташовується *вертикально*, колесо відкритої зубчатої передачі – *внизу*, для конвеєрів **ПВ**, **ПШ** – аналогічно, але колесо – *зверху*.

На складальному кресленні вказуються тільки основні розміри, які мають значення для виконання складальних операцій: всі діаметри вала, причому посадочні – з посадками, наприклад, $\varnothing 50$ Н7/h7 (номінальний діаметр посадки 50 мм, поле допуску отвору Н7, поле допуску вала h7); зовнішній діаметр підшипника з посадкою; ділильні діаметри зубчатого колеса та зірочок або діаметр барабана; розміри розрахункової схеми вала (аналогічно рисунку Х.1 розділу “Проектування приводного вала”); діаметри різьбових деталей, які застосовані в конструкції. Рекомендуються посадки: ступиці зубчатого колеса на валу **Н7/h7**, **Н8/h8**; внутрішнього кільця підшипника на валу **к6**, зовнішнього кільця підшипника в корпусі **Н7**; центрувального буртика кришки в корпусі підшипника **Н11/h11**; приводних барабана або зірочки на валу **Н7/k7** або **Н7/n6**; шпонки в пазу **Р9**.

На складальному кресленні, крім головного виду, який викреслено *в масштабах* 1:1 або 1:2 (для валів великих діаметрів), показуються, при необхідності, в масштабах зменшення (1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5) два види на приводний вал: з боку колеса та з протилежного йому боку.

В основному написі складального креслення у верхній правій клітинці вказується номер креслення, який присвоюється за системою, викладеною нижче стосовно специфікацій, з додаванням СБ; в центральній клітинці – **Вал приводний Складальне креслення** (останні два слова – з нового рядка шрифтом на розмір меншим); в клітинці “Літера” – букви И або О; в правій нижній клітинці – назва ВНЗ та позначення групи. *Розміри основних написів*, які відповідають діючим стандартам, наведені в додатку В, а *приклади складальних креслень* приводних валів – в додатку Г.

Робочі креслення виконуються в наступній послідовності:

– з мінімальною кількістю видів, проекцій, розрізів, перерізів, місцевих видів забезпечується повне уявлення про конструкцію деталей;

– вибираються конструкторські та технологічні бази і від них вказуються всі необхідні розміри;

– у вигляді полів допусків вказуються відхилення розмірів, які на складальному кресленні утворюють посадку (наприклад, якщо на складальному кресленні розмір вала входив в посадку $\varnothing 50$ Н7/h7, то на робочому кресленні вала відповідний розмір має вигляд $\varnothing 50$ h7, аналогічно – на кресленні деталі з отвором розмір отвору – $\varnothing 50$ Н7); відхилення всіх інших розмірів регламентуються текстом над основним написом: **Невказані граничні відхилення розмірів отворів – Н14, валів – h14, інших – $\pm T14/2$** ” (допустимо скорочено “Н14, h14, $\pm T14/2$ ”);

– для відповідальних поверхонь, як правило – посадочних, вказують допустимі відхилення форми та положення, до яких, насамперед відносяться: допуски циліндричності, перпендикулярності, радіального та торцевого биття, співвісності, паралельності, позиційні допуски зміщення тощо, (найбільш уживані випадки регламентації відхилень форми та положення демонструються прикладами робочих креслень в додатку Д);

– для всіх поверхонь вказується клас шорсткості поверхні (російський термін – “шероховатість”); вибір параметрів класу поверхні зводиться до рекомендацій: посадочні поверхні деталей, які знімаються, $R_a = 0,8; 1,6; 3,2$ (одне зі значень); посадочні поверхні під підшипники кочення $R_a = 0,8; 1,6$; поверхні валів під ущільнення гумовими манжетами та кільцями з повсті $R_a = 0,4; 0,8$ з додаванням на поличці слова **Полірувати**; робочі поверхні шпонкових з'єднань $R_a = 0,8; 1,6; 3,2$; профілі зубців зубчатих коліс $R_a = 0,8; 1,6$; робочі поверхні зірочок

та зовнішні поверхні приводних барабанів $R_a = 1,6; 3,2$; інші поверхні та поверхні, які не сполучаються $R_z = 20, 40, 80$ або $R_a = 3,2; 6,3; 12,5; 20$.

Допуски відхилення форми та положення наносяться відповідно до діючого стандарту ГОСТ 2.308–79, значення допусків вибираються за ГОСТ 24643–81 залежно від величини розміру L , для якого призначено допуск. Можливе застосування більш спрощеної аналітичної методики для найбільш уживаної 7–8 степені точності, коли розраховуються допуски в *мікронметрах* за наведеними нижче залежностями, потім вибирається ближче до розрахункового значення в *міліметрах* з ряду 0,1; 0,12; 0,16; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8 (більші або менші значення одержують шляхом послідовного ділення або множення на 10).

Допуск:

- площинності та прямолінійності $\Delta = 5 + 0,125L$;
- паралельності, перпендикулярності, торцевого биття, нахилу $\Delta = 8 + 0,2L$;
- співвісності, симетричності, радіального биття, перетину $\Delta = 25 + 0,25L$;
- циліндричності, округлості, профілю поздовжнього перерізу $\Delta = 9 + 0,1L$.

Умовне позначення допусків форми та положення вказують в прямокутній рамці, яку розділюють на дві або, за потребою, на більшу кількість частин. У першій частині вміщують знак виду допуску, в другій – числове значення допуску в *міліметрах*, в третій та наступних – позначення бази чи баз буквами. Рамку викреслюють суцільними тонкими лініями, висота символів, які вписують в рамку, відповідає розміру шрифту чисел на кресленні. Рамки розташовують як правило горизонтально.

Рамку з'єднують з елементом, до якого відноситься допуск суцільною лінією з стрілкою, лінія до поверхні не повинна бути продовженням розмірної лінії. Бази позначають зачорненим рівностороннім трикутником, який з'єднується лінією з рамкою. Висота трикутника дорівнює розміру шрифту чисел на кресленні.

Клас поверхні позначається на кресленнях відповідно до діючих стандартів, причому позначення, які є загальними для декількох поверхонь, виносяться у верхній правий кут креслення так, щоб напис відстояв від верхньої та правої ліній рамки на 5..10 мм.

Робоче креслення зубчатого колеса обов'язково повинно мати таблицю параметрів за стандартною формою, яка розташовується в правому верхньому куті на відстані від верхньої лінії рамки 20 мм, має ширину 110 мм (розбивка колонок зліва направо 65, 10, 35 мм), висота рядка – не менша 7 мм. В основному написі робочого креслення у верхній правій клітинці вказується номер креслення, який присвоюється деталі в специфікації; в центральній клітинці – назва деталі за специфікацією; в нижній центральній клітці вказується стандартне позначення матеріалу, з якого виготовлено деталь (приклади позначень стандартних матеріалів та комплектуючих подані в таблиці 87); в клітинці “Літера” – букви И або О (індивідуальне чи дослідне виробництво); в правій нижній клітинці – назва ВНЗ та позначення групи.

На всіх кресленнях з метою використання масштабів, наближених по можливості до натуральної величини, рекомендується на *монотонних ділянках* використовувати розриви зображення. Приклади робочих креслень подані в додатку Д.

Специфікація виконується відповідно до діючих стандартів на стандартних формах першого аркуша формату А4 (перший аркуш і за необхідності – аркуші продовження, розміри специфікацій показані в додатку Е).

Позначення формуються за спрощеною методикою як для виробів індивідуального або дослідного виробництва і мають наступний загальний вигляд, наприклад, 58КД3800.00.00.00, де 58КД – номер схеми та тип конвеєра, 3800 – сила натягу тягового органа згідно з завданням, наступні дві позиції використовуються для позначення складальних одиниць вищої складності, середня – для складальних одиниць нижчої складності, остання група – для позначення деталей.

Специфікація може включати такі розділи: документація, складальні одиниці, деталі, стандартні вироби, інші вироби, матеріали. Назви розділів вказуються в колонці “Найменування”, причому, якщо фактично якогось розділу немає, то його назва не вказується. У колонці позначення вміщуються позначення тільки оригінальних деталей та складальних одиниць (крім стандартних та інших виробів).

Таблиця 87 – Деякі стандартні позначення матеріалів та комплектуючих

Назва матеріалу та комплектуючих	Приклад позначення
Болти з шестигранною головкою	Болт М20–6g × 90.56 ДСТУ ГОСТ 7798:2008
Бронза олов'яниста	Бр ОЦ 4–3 ГОСТ 5017–2006
Гайка кругла шліцьова	Гайка М16 × 1,5–6Н.6 ГОСТ 11871–88
Гайка шестигранна	Гайка М20–6Н.5 ДСТУ ГОСТ 5916:2008
Гвинт з напівкруглою головкою	Гвинт М6–6g × 30.6 ДСТУ ГОСТ 17473:2008
Гвинт установчий з шестигранною головкою і конусом	Гвинт В М12–6g × 40.14Н ДСТУ ГОСТ 1481:2008
Гума маслостійка	Пластина ОМБ–2–4.8 ГОСТ 7338–90
Картон прокладний ущільнюючий	Картон Б–0,5 ГОСТ 9347–74
Кільце внутрішнє пружинне	Кільце 40 ДСТУ ГОСТ 13941:2008
Кільце ущільнюоче кругле	Кільце 020–025–3–2–4 ГОСТ 9833–73
Манжета гумова	Манжета 1–40 × 60–2 ГОСТ 8752–79
Повсть технічна тонкошерстяна	Повсть ПС10 ГОСТ 288–72
Прес-маслянка різбова пряма	Маслянка 1.2.Ц10 ГОСТ 19853–74
Сталь вуглецева звичайної якості	Ст 3 ГОСТ 380–2005
Сталь вуглецева якісна конструкційна	Сталь 45 ГОСТ 1050–88
Сталь квадратна гарячекатана	Квадрат В50 ГОСТ 2591–2006/45 ГОСТ 1050–88
Сталь кругла гарячекатана	Круг 50 ГОСТ2590–2006/Ст3 ГОСТ 535–2005
Сталь легована конструкційна	Сталь 40Х ГОСТ 4543–71
Сталь листова вуглецева якісна та звичайної якості	Лист 3–20 ГОСТ 16523–97
Сталь сортова з особливими властивостями	Сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 5949–75
Сталь чистотягнута для шпонок	Прямокутник 8 × 10 ГОСТ 8787–68
Сталь шестикутна калібрована	Шестикутник 25–5 ГОСТ 8560–78/ Ст 3 ГОСТ 535–2005
Сталь ширококуткова універсальна	Смуга 20 × 100 ГОСТ 82–70/ Ст 3 ГОСТ 14637–89
Стрічка гарячекатана стальна	Стрічка 3,5 × 50 Ст 2пс ГОСТ 6009–74
Стрічка конвеерна гумотканинна	Стрічка 1–800–3–БКНЛ–65 ГОСТ 20–85
Цеп тяговий пластинчатий	Цеп М112–2–100–1 ГОСТ 588–81
Цеп тяговий розбірний	Цеп Р1–80–106 ГОСТ 589–85
Чавун високої міцності	ВЧ 42–12 ГОСТ ДСТУ 3925–99
Чавун сірий	СЧ15 ГОСТ 1412–85
Шайба	Шайба 20.02 ГОСТ 11371–78
Шайба кінцева	Шайба 7019–0621 ДСТУ ГОСТ 14734:2008
Шайба пружинна	Шайба 20.65Г ГОСТ 6402–70
Шайба стопорна багатолапчаста	Шайба 64.02 ГОСТ 11872–89
Шарикопідшипник радіальний	Підшипник 205 ДСТУ ГОСТ 8338:2008
Шарикопідшипник радіально-осьовий	Підшипник 36212 ГОСТ 831–75
Шпонка призматична	Шпонка 8 × 7 × 50 ГОСТ 23360–78
Штифт конічний	Штифт 8 × 40 ГОСТ 3129–70
Штифт циліндричний	Штифт 6п6 × 25 ГОСТ 3128–70

До стандартних відносяться вироби, на які діє стандарт, до інших відносяться куплені вироби, на які немає стандартів. У колонку “Формат” заносяться позначення форматів тих елементів, на які випущені креслення. Позиції вказуються для всіх складальних одиниць, деталей, стандартних та інших виробів, причому нумерація позицій повинна йти у висхідному порядку, а для включення додаткових записів, в тому числі і позицій, рекомендується резервувати в кінці кожного розділу 2–5 рядків (залежно від величини розділу) і *таку саму кількість пропускати номерів позицій*.

У верхній лівій клітинці основного напису специфікації записується той самий номер, що і на складальному кресленні, але без букв СБ, в центральній клітинці – **Вал приводний**,

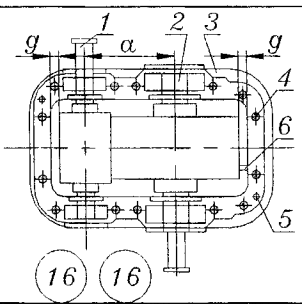
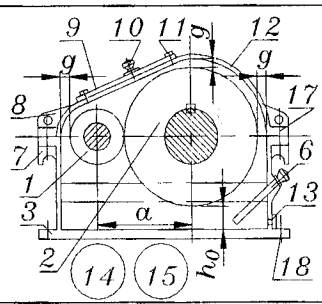
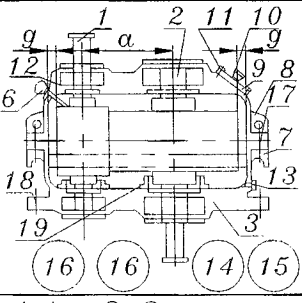
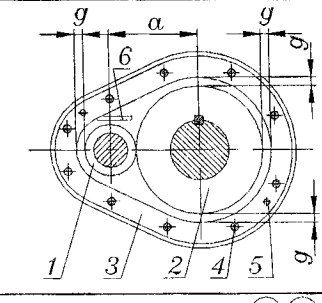
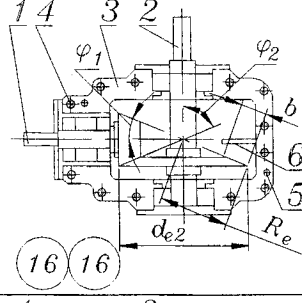
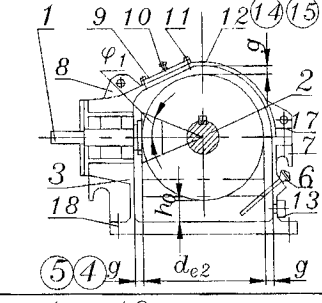
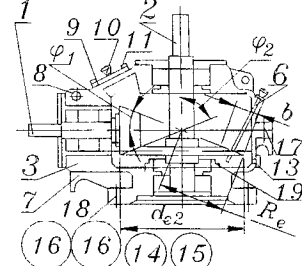
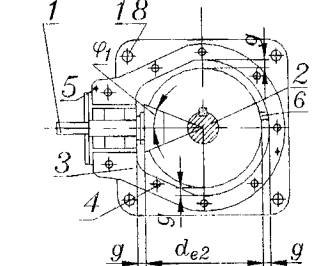
інші клітинки – аналогічно вказаному вище. Після складання специфікації позиції переносяться на складальне креслення. Послідовність позначень позицій на кресленні будь-яка, але полицки для позицій повинні вирівнюватись в горизонтальні ряди або вертикальні стовпчики.

Для ущільнень у вигляді кільця з повсті в розділ “Деталі” включаються дві деталі з однаковою назвою – “Кільце повстяне”, кількість їх залежить від конструкції приводного вала (кільця внутрішніх і зовнішніх кришок мають різні діаметри). В разі, коли застосовуються ущільнення у вигляді проточок – вони ніяк не відображаються в специфікації.

Приклад специфікації до складального креслення приводного вала наведено у додатку Е.

Складальне креслення редуктора виконується, як правило, на двох проекціях, приблизний зміст та принципи компоновальних рішень яких демонструються таблицею 88. В цій таблиці застосовані *однотипні позиційні позначення*, перелік котрих наведено в таблиці 89.

Таблиця 88 – Компонувальні рішення редукторів

Тип редуктора	Номер схеми	Перша проекція	Номер схеми	Друга проекція
1	2	3	4	5
Редуктор одноступеневий циліндричний прямозубий та косозубий з горизонтальними валами	1		2	
Редуктор одноступеневий циліндричний прямозубий та косозубий з вертикальними валами	3		4	
Редуктор одноступеневий конічний з горизонтальними валами	5		6	
Редуктор одноступеневий конічний з вертикальним веденим валом	7		8	

Продовження таблиці 88

1	2	3	4	5
<p>Редуктор черв'ячний одноступеневий з горизонтальними валами та нижнім черв'яком</p>	<p>9</p>		<p>10</p>	
<p>Редуктор черв'ячний одноступеневий з горизонтальними валами та нижнім черв'яком (друга проекція – профільна)</p>	<p>11</p>		<p>12</p>	
<p>Редуктор черв'ячний одноступеневий з горизонтальними валами та верхнім черв'яком</p>	<p>13</p>		<p>14</p>	
<p>Редуктор черв'ячний одноступеневий з вертикальним веденим валом</p>	<p>15</p>		<p>16</p>	

Таблиця 89 – Умовні позначення на компоновальних схемах редукторів

Позначення	Назва елемента редуктора
1	Ведучий вал (складальна одиниця)
2	Ведений вал (складальна одиниця)
3	Корпус редуктора
4	Болтові з'єднання середнього фланця корпусу та кришки
5	Штифтові з'єднання середнього фланця корпусу та кришки
6	Маслопокажчик
7	Вантажний крюк
8	Вантажна провухина
9	Люк
10	Віддушину
11	Гвинти люка
12	Кришка редуктора
13	Масловипускна пробка
14	Вузол болтового з'єднання середнього фланця корпусу та кришки
15	Вузол штифтового з'єднання середнього фланця корпусу та кришки
16	Вузол шпонкового з'єднання
17	Вузол віджимного болта середнього фланця
18	Болтові з'єднання нижнього фланця
19	Маслозахисний ковпак редукторів з вертикальними валами

На компоновальних схемах за незначним виключенням, враховуючи малі розміри зображень, не застосовується штрихування елементів оболонки, чого не повинно бути на кресленні.

Рекомендується розробку складального креслення редуктора виконувати в наступній *послідовності*: перша проєкція – друга проєкція, в деяких випадках застосовується комбінований метод почергової роботи над обома проєкціями.

Розташування проєкцій складального креслення редуктора у випадку, коли воно виконується на одному аркуші, повинно відповідати діючим стандартам. При значних розмірах редуктора, враховуючи, що оптимальними масштабами є **1:1** або **1:2** (1:2,5), рекомендується кожен проєкцію з супутніми їй вузлами викреслювати *на окремих аркушах*. У цьому випадку проєкції повинні мати вказівки видів із зазначенням номера аркуша відповідно до вимог стандартів.

Фактично складальне креслення виконується за технологічним принципом монтування окремих вузлів, розміри складових яких розраховані в розділі “Проектування редуктора”. Тому настійно рекомендується *детально опрацювати* теоретичний матеріал, викладений раніше в цьому розділі стосовно всіх конструктивних елементів, причому, оскільки з метою скорочення об'єму цих вказівок до мінімуму скорочені повторення, бажано теоретичний матеріал проглянути в *повному обсязі*, в тому числі і той, що відноситься до інших редукторів.

Проектування починається з *розбивки головних осей* редуктора на заданій проєкції. На базі цих осей спочатку викреслюються ведучий та ведений вали у зборі відповідно до схем, наведених в теорії до підрозділу X.2 розділу “Проектування редуктора”. Співвідношення напрямків входу та виходу з редуктора ведучого та веденого вала (з однієї сторони, з протилежних сторін, з права наліво, навпаки тощо) вибираються проєктантом з огляду на схему приводу (рисунок X.1 розділу “Комплектування приводу”). Винятки складають *редуктори з вертикальними валами*, напрямок виходу яких повинен відповідати типу конвеєра. Для конвеєрів **ВО**, **ВД**, приводи яких згідно з завданням комплектуються редуктором з вертикальним валом, якщо привод встановлюється внизу (це питання вирішено при розробці складального креслення приводного вала: коли зубчате колесо відкритої передачі встановлено на приводному валу внизу, то це відповідає нижньому розташуванню приводу), то вертикальний ведений вал редуктора повинен виходити *вверх*. Для конвеєрів **ПВ**, **ПШ** привод завжди встановлюється над валом, тому ведений вал редуктора виходить з нього *вниз*. Слід також врахувати, що деталі передач теоретично контактують між собою по *діюльних* циліндрах або конусах.

Навколо деталей передач формуються розміри внутрішнього простору, при цьому враховуються як розміри, визначені в розділі “Проектування редуктора” (п. X.5), так і рекомендації, наведені в таблиці 88. Згідно з розмірами, які розраховані в розділі “Проектування редуктора” (п. X.5) викреслюються корпус та кришка, а також елементи оболонки, які на них змонтовані. Зовнішні обводи корпусу проектується як з огляду на розрахунки розділу “Проектування редуктора” (п. X.5), так і з врахуванням технологічних можливостей обробки оболонки (ніякий з елементів оболонки не може закривати підхід інструменту до поверхні, яка обробляється) та естетичних вимог. Слід також передбачити перпендикулярність оброблюваної поверхні до осі обертання торцевих інструментів або свердла. Приливи, ребра, провушини, фланці та інші елементи оболонки формуються згідно з рисунком 45 та розмірами, визначеними в розділі “Проектування редуктора” (п. X.5). Місце встановлення люка, маслопокажчика, масловипускної пробки вибираються проектантом з врахуванням зручності заливки мастила, огляду зачеплення, виймання маслопокажчика, зливу мастила. У деяких випадках маслопокажчик при незначній висоті редуктора (здебільшого це редуктори з вертикальними валами) може встановлюватись на кришці.

У *кружечках на компоновальних схемах* вказані вузли, які доцільно винести окремо, але ці рекомендації не слід розглядати як обов’язкові (номера вузлів відповідають таблиці 89). При розробці складального креслення слід керуватись в першу чергу принципом мінімальної кількості проєкцій, видів, достатньої для повного представлення про конструкцію редуктора. Тому якщо у вибраному масштабі можлива проробка конструкції елемента безпосередньо на складальному кресленні з вказуванням всіх необхідних розмірів посадок, то окремо такі вузли не виносяться. Навпаки, крім зазначених на компоновальних схемах вузлів може виникнути необхідність зображення додаткових, якщо деякі елементи конструкції неможливо або нецільно показувати безпосередньо на складальному кресленні.

Форма обводів основних елементів оболонки редуктора – корпуса та кришки повинна бути технологічною для виготовлення литва. Тому не рекомендується застосовувати скоси, заокруглення та інші локальні ускладнення форми, якщо вони не дають значного виграшу маси. Наприклад, при нахилі верхньої поверхні кришки менше 15° доцільно виконувати її горизонтальною, оскільки ускладнення операцій формовки опоки не виправдовується скороченням витрат матеріалу.

Віджимні болти, болти нижнього фланця (кріплення редуктора до рами), які не входять в комплектацію редуктора, можуть відобразитися тонким лініями як оточуюча ситуація.

На складальних кресленнях редуктора проставляються основні розміри: розміри з’єднань деталей із зазначенням посадок (діаметри валів, підшипників, посадки вибрані в розділі “Проектування редуктора” (п. X.3) і номенклатура розмірів повинна відповідати цьому вибору); основні розрахункові параметри – міжосьові відстані для циліндричних та черв’ячних передач, зовнішні ділильні діаметри та кути ділильних конусів – для конічних, ширини коліс, зовнішні конусні відстані, кути нахилу зубців в косозубих передачах; розміри сітки отворів для болтів кріплення редуктора до рами; діаметри різьб, посадочні розміри шпонок; максимальний та мінімальний рівні мастила; приєднувальні розміри валів (довжини та діаметри посадочних ділянок); габаритні розміри редуктора *як довідкові*. На першому аркуші креслення наводяться технічні вимоги (вказівки щодо фарбування, марки витратних матеріалів, інші вимоги до виробу в цілому) та технічна характеристика виробу: загальне передаточне число, допустимий обертальний момент на тихохідному валу, ступінь точності виготовлення зубчатих або черв’ячної передач. У проєкті як роботі навчального характеру може застосовуватися суміщена технічна характеристика.

Після складання специфікації на складальному кресленні редуктора вказуються позиції згідно зі специфікацією в порядку, викладеному вище стосовно складального креслення приводного вала. Аналогічно цим же вказівкам заповнюється основний напис креслення, назва креслення – **Редуктор ...** (вказується назва редуктора згідно з завданням, допустимо деяке скорочення та спрощення назви без втрати суті) **Складальне креслення**. Якщо креслення виконане на декількох аркушах, то у відповідних клітинках основного напису вказується: **Аркуш** (порядко-

вий номер аркуша під одним і тим самим позначенням) **Аркушів** (загальне число аркушів з одним і тим самим позначенням). Приклади складальних креслень редукторів наведено у додатку И. Більш детальні рекомендації щодо виконання складальних креслень конкретних редукторів наведені нижче.

Орієнтуючись на розміри оболонки редуктора, які визначені в розділі “Проектування редуктора” (п. X.5), з деяким запасом на розміри кінців валів, які виступають за межі оболонки, визначають можливість виконання креслення на одному чи двох аркушах. При цьому бажано використання масштабів натуральної величини (1:1) або для великих редукторів 1:2 (1:2,5) та передбачити місце для вузлів, при необхідності – для додаткових видів, розрізів, проєкцій, можливо – в масштабах, що відрізняються від масштабу основного зображення. Відповідно до прийнятого рішення орієнтовно намічаються поля для кожної проєкції, подальші вказівки щодо орієнтації зображення будуть стосуватись саме цих полів. Номера схем відповідають таблиці 88.

Редуктори одноступеневі циліндричні прямозубий та косозубий з горизонтальними валами. Розробку складального креслення доцільно починати з проєкції виду зверху (схема 1). Посередині висоти проводиться горизонтальна осьова лінія середини редуктора, приблизно симетрично середині, на міжосьовій відстані між ними проводяться вертикальні осьові лінії валів. Відповідно до схеми приводу (рисунок X.1 розділу “Комплектування приводу”) вибираються напрямки входу та виходу валів. На базі сітки осей згідно зі схемами в теорії до розділу “Проектування редуктора” (п. X.2) та розмірами, визначеними в цьому ж розділі, викреслюються вали у зборі, включаючи опори, кришки, зубчаті або черв’ячні колеса. Згідно з розмірами, визначеними в розділі “Проектування редуктора” (п. X.5), окреслюються внутрішні обводи оболонки. Далі доречно перейти до фасадної проєкції (схема 2), оскільки на ній краще проектувати зовнішні форми оболонки та розташування додаткових елементів оболонки: люку з віддушиною, маслопокажчика, масловипускної пробки, різьбових з’єднань тощо. На цій же проєкції вказуються рівні мастила. Після закінчення розробки фасадної проєкції повертаються до проєкції виду зверху, на якій формують контури оболонки, розставляють болти з’єднань та інші дрібні деталі. Розміри, позиції, технічну характеристику тощо викладають на загальних підставах, які викладені вище.

Редуктори одноступеневі циліндричні прямозубий та косозубий з вертикальними валами. Розробка складального креслення починається з проєкції фасадного виду (схема 3). Координатну систему осей створюють аналогічно циліндричним редукторам з горизонтальними валами, при цьому площина рознімання корпусу та кришки розташовується приблизно посередині. Далі згідно з вказівками, які надані вище, та типом конвеєра вибираються напрямки входу та виходу з редуктора (вверх чи вниз) і викреслюються обидва вали у зборі (джерела вказані для редукторів з горизонтальними валами). Внутрішні обводи оболонки формуються за розмірами, наведеними на схемі 3, та визначеними в розділі “Проектування редуктора” (п. X.5). По теорії до рисунку 41 формуються маслозахисні ковпаки. Зовнішні обводи викреслюють по розмірах розділу “Проектування редуктора” (п. X.5), інші елементи оболонки встановлюються, виходячи з конструктивних, технологічних та естетичних міркувань (див. вище). Вид зверху (схема 4) будується як проєкція за фасадним видом, причому форма корпусу в плані вибирається з технологічних міркувань виготовлення литва (див. вище). Інші фази проектування не відрізняються від редуктора з горизонтальними валами.

Редуктор одноступеневий конічний з горизонтальними валами. Проектування редуктора починається з виду зверху (схема 5). Систему координатних осей становлять осі валів, вершина діляльних конусів при цьому розташовується приблизно посередині. Співвідношення входу та виходу вибирається згідно з рисунком X.1 розділу “Комплектування приводу”. На базі осей будуються ведучий та ведений вали у зборі, потім формуються внутрішні обводи оболонки (розділ “Проектування редуктора”, п. X.5). Подальше проектування переходить до проєкції фасадного виду (схема 6), на якій доцільніше конструювати зовнішні форми оболонки та розташування інших елементів оболонки. Повернувшись до проєкції виду зверху (схема 5) завершують конструювання корпусу, різьбових з’єднань та інших елементів, а також

за аналогією з циліндричними редукторами з горизонтальними валами остаточно оформлюють складальне креслення.

Редуктор одноступеневий конічний з вертикальним веденим валом. Проектування починається з фасадного виду (схема 7). Система координатних осей створюється аналогічно попередньому редуктору, а розробка проєкції в частині напрямку виходу веденого вала, маслозахисного ковпака відповідає зауваженням до складального креслення циліндричного редуктора з вертикальними валами. Ними ж слід керуватись при виконанні виду зверху (схема 8).

Редуктор черв'ячний одноступеневий з горизонтальними валами. Цей редуктор має декілька варіантів як конструкції, так і самого складального креслення. Насамперед ведучий вал черв'як може розташовуватись під черв'ячним колесом (нижнє розташування, схеми 9–12) або над черв'ячним колесом (верхнє розташування, схеми 13, 14). Конструкції з нижнім розташуванням черв'яка застосовуються при швидкостях ковзання до 5 м/с (визначена в розділі “Проектування редуктора”), при цьому змащення провадиться зануренням черв'яка, можлива передача відносно більшої потужності, але гірші умови для запобігання витіканню мастила.

Варіант з верхнім розташуванням черв'яка доцільно застосовувати у швидкохідних передачах, оскільки в цьому випадку зменшуються витрати на розбризкування мастила черв'яком, змащення реалізується за рахунок занурення черв'ячного колеса. Вибір виду зверху або профільного як другої проєкції відноситься до компетенції проєктанта, в першому випадку конструювання в цілому дещо спрощується, але розробка конструкції корпусу ускладнюється, особливо в зоні обводу навколо черв'яка. Варіанти конструкції картера (схема 12) вибираються з міркувань його об'єму для заливання мастила (варіант 1 дає більший об'єм, що має значення в розрахунку необхідної кількості мастила) (розділ “Проектування редуктора”). Розробка складального креслення для всіх варіантів починається з фасадного виду (схеми 9, 11, 13). Спочатку проводять посередині вертикальну вісь середини редуктора, потім трохи вище середини горизонтальну вісь через центр майбутнього колеса, ця ж лінія є слідом площини рознімання корпусу та кришки. Вниз від неї на міжосьовій відстані проводять горизонтальну вісь черв'яка, на базі якої викреслюється черв'ячний вал у зборі. З верхнього центра проводять кола діаметральних розмірів колеса, визначених в розділі “Проектування редуктора”, що створює умови для формування внутрішнього обводу, а потім з врахуванням розмірів, котрі визначені в розділі “Проектування редуктора” (п. X.5), і зовнішнього контуру оболонки редуктора, розташування інших елементів оболонки. Послідовність виконання другої проєкції очевидна зі схем 10, 12, 14. Основу проєкції складає ведений вал у зборі, схема якого наведена в теорії до розділу “Проектування редуктора” (п. X.2), де і визначені всі необхідні розміри. Завершальні фази складального креслення не відрізняються від зауважень, наведених стосовно циліндричних редукторів з горизонтальними валами.

Редуктор черв'ячний одноступеневий з вертикальним веденим валом. Конструювання редуктора починається з виду зверху (схема 15). Посередині проводиться горизонтальна вісь середини редуктора, зі зміщенням вправо від середини – вертикальна вісь, яка проходить через центр колеса. Вліво від неї на міжосьовій відстані проводиться вертикально вісь черв'яка. З огляду на зауваження до циліндричного редуктора з вертикальними валами вибирається напрямку виходу веденого вала (вверх чи вниз), а за рисунком X.1 розділу “Комплектування приводу” – взаємна орієнтація до нього вихідного кінця черв'яка. Проектується за розмірами та згідно зі схемами в теорії до розділу “Проектування редуктора” (п. X.2) черв'ячний вал, проводяться кола, які відповідають черв'ячному колесу (визначені в пп. X.1 та X.2.2.4 цього ж розділу), формується внутрішній обвід оболонки редуктора. Потім доцільно перейти до другого виду (схема 16), який будується як проєкція відносно першого з врахуванням зауважень стосовно попередніх редукторів з вертикальними валами.

Загальні положення розробки складального креслення редуктора демонструються в додатку И. У прикладі черв'ячного редуктора в зв'язку з малою швидкістю ковзання вибрана схема з нижнім розташуванням черв'яка

Специфікація складального креслення редуктора виконується аналогічно специфікації складального креслення приводного вала, приклад її наведено у додатку К.

Модуль 33 (для груп спеціальностей Т)

Графічна частина курсової роботи виконується з дотриманням вимог діючих стандартів на конструкторську документацію.

У графічну частину роботи для груп спеціальностей Т входять:

- складальне креслення приводного вала (приводний вал на підшипникових опорах з розробкою конструкції останніх, на валу встановлені ведене колесо відкритої зубчатої передачі та ведучий елемент РТМ), обсяг 0,5–1 аркуш формату А1;
- робочі креслення приводного вала та веденого колеса відкритої зубчатої передачі, обсяг 0,25–0,5 аркушів формату А1;
- специфікація складального креслення, обсяг 1–2 с. стандартного бланка.

Загальний обсяг графічної частини 0,75–1,5 аркушів формату А1.

Загальні принципи побудови зображення *складального креслення, робочих креслень деталей, специфікації до складального креслення* повністю аналогічні відповідному матеріалу, викладеному стосовно цих питань в модулі 32 (графічна частина для напряму спеціальностей М).

На відміну від цих матеріалів позначення для груп спеціальностей Т формуються за спрощеною методикою як для виробів індивідуального або дослідного виробництва і мають наступний загальний вигляд, наприклад, 39КД450.00.00.00, де 39КД – номер схеми та тип конвеєра, 450 – продуктивність конвеєра згідно з завданням, наступні дві позиції використовуються для позначення складальних одиниць вищої складності, середня – для складальних одиниць нижчої складності, остання група – для позначення деталей.

Крім того, з врахуванням специфіки спеціальностей, на робочих кресленнях деталей можуть не вказуватись вимоги стосовно точності взаємного положення, формоутворення тощо.

В окремих випадках за вказівкою керівника проекту зміст та обсяг всієї графічної частини та окремих креслень може змінюватись, наприклад – змінюватись кількість видів, розрізів, робочих креслень деталей тощо.

Модуль 34 (для груп спеціальностей Г)

Графічна частина курсової роботи виконується з дотриманням вимог діючих стандартів на конструкторську документацію.

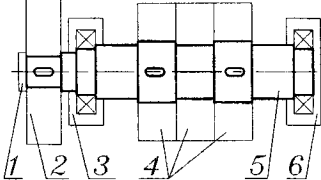
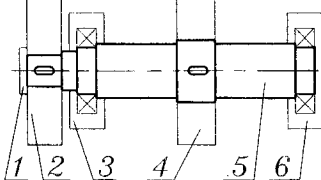
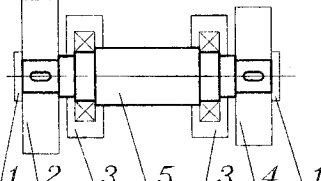
У графічну частину роботи для груп спеціальностей Г входять:

- складальне креслення приводного вала (приводний вал на підшипникових опорах з розробкою конструкції останніх, на валу встановлені ведене колесо відкритої зубчатої передачі та ведучий елемент РТМ), обсяг 0,5–1 аркуш ф. А1;
- робочі креслення приводного вала та веденого колеса відкритої зубчатої передачі, обсяг 0,25–0,5 аркушів ф. А1;
- специфікація складального креслення, обсяг 1–2 с. стандартного бланка.

Загальний обсяг графічної частини 0,75–1,5 аркушів ф. А1.

Загальні принципи побудови зображення *складального креслення, робочих креслень деталей, специфікації до складального креслення* повністю аналогічні відповідному матеріалу, викладеному стосовно цих питань в модулі 32 (графічна частина для груп спеціальностей М). Головна різниця між цим модулем та модулем 32 полягає в тому, що *компоновальна схема повинна вибиратись з таблиці 90*, а не з таблиці 86. Позиції у таблиці 90 повністю відповідають їх розшифровці до таблиці 86.

Таблиця 90 – Компонування приводних валів

Тип привода	Компонувальна схема
ДЦ	
ОМ	
ОК	

На відміну від цих матеріалів позначення для груп спеціальностей Г формуються за спрощеною методикою як для виробів індивідуального або дослідного виробництва і мають наступний загальний вигляд, наприклад, 58ДЦ3800.00.00.00, де 58ДЦ – код розмірів та тип привода, 3800 – сила натягу тягового органа в точці набігання на ведучий елемент згідно з завданням, наступні дві позиції використовуються для позначення складальних одиниць вищої складності, середня – для складальних одиниць нижчої складності, остання група – для позначення деталей.

Крім того, з врахуванням специфіки спеціальностей, на робочих кресленнях деталей можуть не вказуватись вимоги щодо точності взаємного положення, формоутворення тощо.

В окремих випадках за вказівкою керівника проекту зміст та об'єм всієї графічної частини та окремих креслень може змінюватись, наприклад – змінюватись кількість видів, розрізів, робочих креслень деталей тощо.

ЛІТЕРАТУРА

1. Инженер [Электронный ресурс] // Википедия. Свободная энциклопедия. – Режим доступа: <http://ru.wikipedia.org/wiki/Инженер>.
2. Кирпичев В. Л. Беседы о механике / В. Л. Кирпичев. – СПб. : К. Л. Риккер, 1907. – 371 с.
3. Кирпичев В. Л. Беседы о механике: Основные вопросы механики системы / В. Л. Кирпичев. – 3-е изд. – М. ; Л. : ГТТИ, 1933. – 270 с.
4. Кирпичев В. Л. Беседы о механике / В. Л. Кирпичев. – 5-е изд. – М. ; Л. : Гостехиздат, 1951. – 360 с.
5. Кирпичев В. Л. Конспект лекций по прикладной механике / В. Л. Кирпичев. – СПб. : Касса взаимопомощи студ. Санкт-Петербур. политехн. ин-та, 1911. – 160 с.
6. Крик Э. Введение в инженерное дело / Э. Крик. – М. : Энергия, 1970.
7. Krick E. V. An Introduction To Engineering: Methods, Concerns and Issues, John Wiley & Sons, 1976.
8. Горохов В. Е. Знать, чтобы делать (История инженерной профессии и её роль в современной культуре) / В. Е. Горохов. – М. : Знание, 1987.
9. ДСТУ 3008–95. Документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення. – К. : Держстандарт України, 1995.
10. ДСТУ 3582–97. Інформація та документація. Скорочення слів в українській мові у бібліографічному описі. Загальні вимоги та правила. – К. : Держстандарт України, 1998.
11. ДСТУ 3651.0–97. Метрологія. Одиниці фізичних величин. Основні одиниці фізичних величин Міжнародної системи одиниць. Основні положення, назви та позначення. – К. : Держстандарт України, 1998.
12. ДСТУ 3651.1–97. Метрологія. Одиниці фізичних величин. Похідні одиниці фізичних величин Міжнародної системи одиниць та позасистемні одиниці. Основні поняття, назви та позначення. – К. : Держстандарт України, 1997.
13. ДСТУ 3651.2–97. Метрологія. Одиниці фізичних величин. Фізичні сталі та характеристичні числа. Основні положення, позначення, назви та значення. – К. : Держстандарт України, 1997.
14. ГОСТ 2.004–88. ЕСКД. Общие требования к выполнению конструкторских и технологических документов на печатающих и графических устройствах ЭВМ. – М. : Изд-во стандартов, 1988.
15. ДСТУ ГОСТ 2.104:2006. ЕСКД. Основні написи. – К. : Держспоживстандарт України, 2007.
16. ГОСТ 2.105–95. ЕСКД. Общие требования к текстовым документам. – М. : Изд-во стандартов, 1995.
17. ГОСТ 2.106–96. ЕСКД. Текстовые документы. – М. : Изд-во стандартов, 1998.
18. ГОСТ 2.109–73. ЕСКД. Основные требования к чертежам. – М. : Изд-во стандартов, 1973.
19. ГОСТ 2.201–80. ЕСКД. Обозначение изделий и конструкторских документов. – М. : Изд-во стандартов, 1980.
20. ГОСТ 2.301–68. ЕСКД. Форматы. – М. : Изд-во стандартов, 1968.
21. ГОСТ 2.304–81. ЕСКД. Шрифты чертежные. – М. : Изд-во стандартов, 1981.
22. ГОСТ 2.316–68. ЕСКД. Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц. – М. : Изд-во стандартов, 1968.
23. ГОСТ 2.321–84 ЕСКД. Обозначения буквенные. – М. : Изд-во стандартов, 1984.
24. СОУ 207.01:2004. Текстові документи. Загальні вимоги. – 3-тє вид., із змінами. – Хмельницький : ХНУ, 2008. – 40 с.
25. ГОСТ 2.102–68 ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов. – М. : Изд-во стандартов, 1968.

26. ГОСТ 8032–84. Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел. – М. : Изд-во стандартов, 1984.
27. Спиваковский А. О. Транспортирующие машины : учеб. пособ. для машиностроит. вузов / А. О. Спиваковский, В. К. Дьячков. – М. : Машиностроение, 1983. – 487 с.
28. Детали машин. Расчет и конструирование : справочник / под ред. Н. С. Ачеркана. – М. : Машиностроение, 1969. – Т. 3. – 471 с.
29. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1978. – Т. 2. – 559 с.
30. ДСТУ 13568:2006. Ланцюги приводні роликові та втулкові. Загальні технічні умови. – К. : Держспоживстандарт України, 2007.
31. Бейзельман Р. Д. Подшипники качения : справочник / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель. – М. : Машиностроение, 1975. – 572 с.
32. Перель Л. Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор / Л. Я. Перель. – М. : Машиностроение, 1983. – 543 с.
33. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособ. для вузов / П. Ф. Дунаев. – 3-е изд. – М. : Высшая школа, 1978. – 352 с.
34. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособ. для машиностроит. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 4-е изд. – М. : Высшая школа, 1985. – 416 с.
35. Орлов П. И. Основы конструирования : справ.-метод. пособие. В 2 кн. / П. И. Орлов – М. : Машиностроение, 1988.
36. Решетов Д. Н. Детали машин : учеб. для студ. машиностроит. и мех. спец. вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
37. Устиненко В. Л. Основы проектирования деталей машин / В. Л. Устиненко, Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласаян. – Х. : Вища школа, 1983. – 184 с.
38. Иванов М. Н. Детали машин. Курсовое проектирование : учеб. пособ. для машиностроит. вузов / М. Н. Иванов, В. Н. Иванов. – М. : Высшая школа, 1975. – 551 с.
39. Детали машин. Атлас конструкций : учеб. пособ. для машиностроит. вузов / под ред. Д. Н. Решетова. – 4-е изд. – М. : Машиностроение, 1979. – 367 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

Зразок оформлення титульного аркуша

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Кафедра машинознавства

“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Науковий ступінь, наукове звання

Ініціали, прізвище

Підпис
“ ” _____ 201__ р.

ПРИВОД КОЛИСКОВОГО ДВОЦЕПНОГО КОНВЕЄРА

Пояснювальна записка
ТЗ9КД5П28КГБ450 ПЗ

Студент групи _____
Позначення групи

Підпис і дата

Ініціали, прізвище

201__

Додаток Б

Загальний вигляд початкової форми програми OPDRIVE

ВВОД И ВЫБОР исходных данных привода

Ввод дробной части числовых данных - только через ТОЧКУ

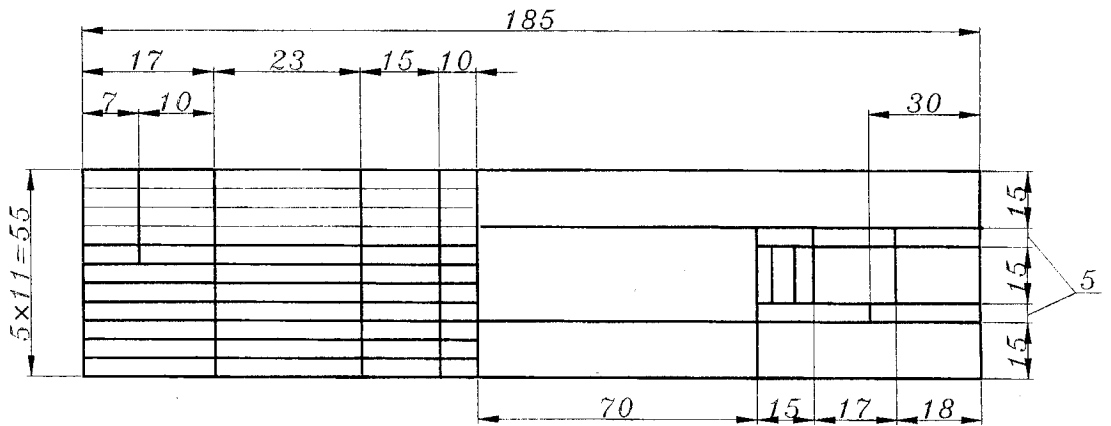
Ввод и выбор исходных данных

Введите Фамилию И.О., нажмите Enter	Петренко Аня	Введите Вашу группу, нажмите	ТЛП-00-1
Выберите щелчком на кружочке тип первой передачи, нажмите Enter	Нажмите кнопку справа от поля и в списке щелчком выберите ТИП РЕДУКТОРА, нажмите Enter	Выберите щелчком на кружочке тип третьей передачи, нажмите Enter	
<input type="radio"/> Плоскоременная передача <input checked="" type="radio"/> Клиноременная передача <input type="radio"/> Цепная передача	<input type="text" value="Цилиндрич.косозубый с гор. валени"/>	<input type="radio"/> Откр.прямозубая цилиндр. <input checked="" type="radio"/> Откр.косозубая цилиндр. <input type="radio"/> Откр.прямозубая коническая	
Введите в поле частоту вращения двигателя в об/мин, дробную часть - через ТОЧКУ, нажмите Enter	Введите в поле частоту вращения приводного вала в об/мин, дробную часть - через ТОЧКУ, нажмите Enter	Введите полную пусковую мощность на входе привода в кВт, дробную часть - через ТОЧКУ, нажмите Enter	
<input type="text" value="1390"/>	<input type="text" value="1.452"/>	<input type="text" value="0.215"/>	
<p>После выбора всех передач и ввода всех данных кнопка <<Данные подготовлены>> станет доступной, нажмите ее или Enter</p>			
<input type="button" value="Данные подготовлены"/>		<input type="button" value="Выход из программы"/>	

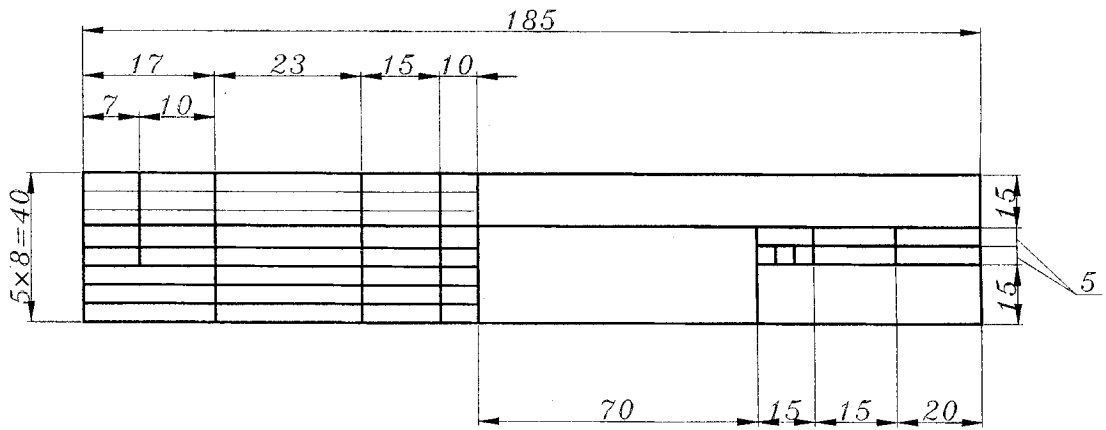
Windows taskbar: пуск, Opdrive, ВВОД И ВЫБОР..., ПАНЕЛЬ UK, 0.27

Рисунок Б.1 – Початкова форма програми OPDRIVE

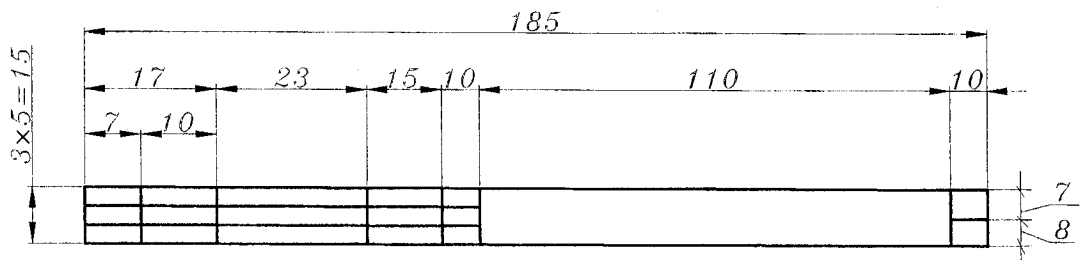
Форми основних написів



a

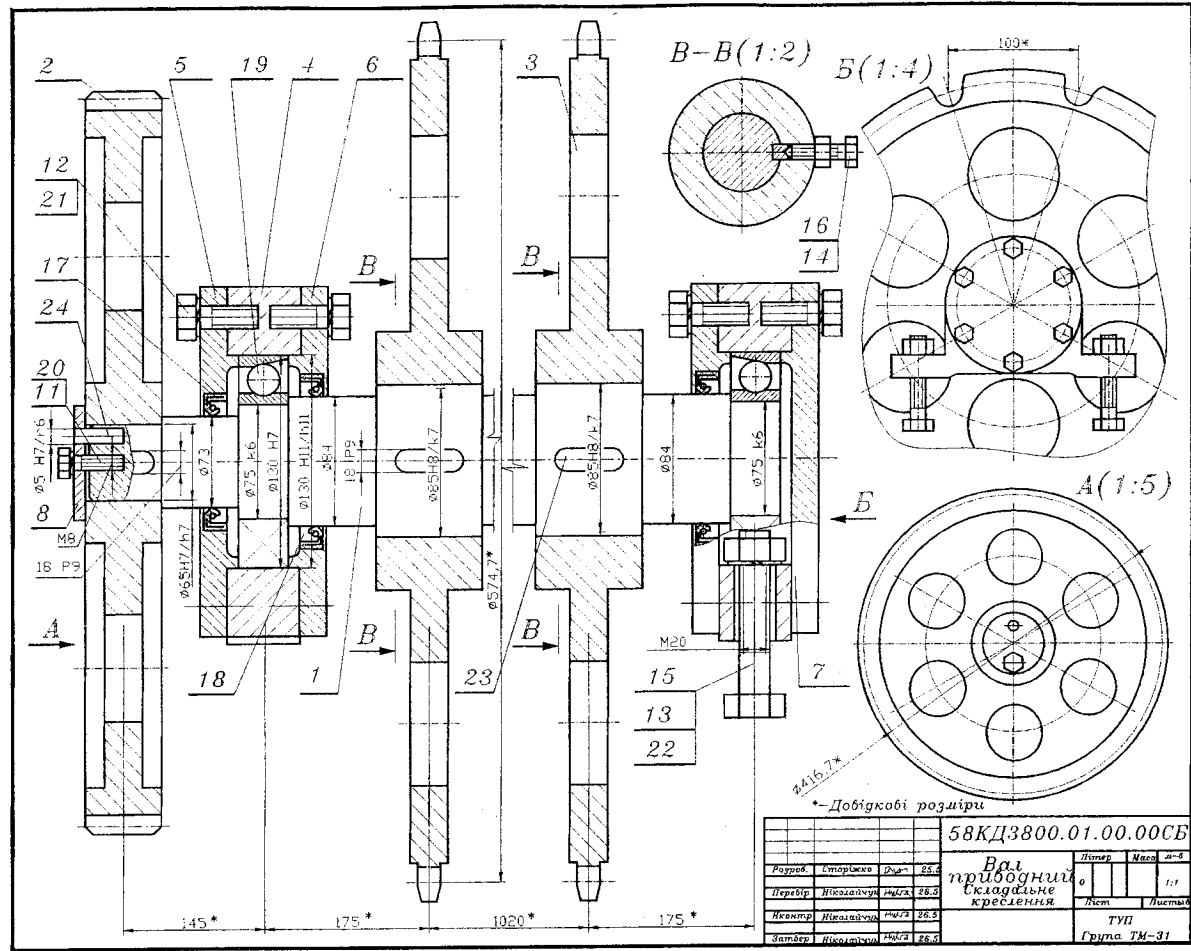


б



в

a – для креслень; *б* – для специфікацій та текстових документів (перша сторінка);
в – для специфікацій та текстових документів (наступні сторінки)
 Рисунок В.1 – Форми основних написів (ДСТУ ГОСТ 2.104:2006)



*-Добіркові розміри

				58КД3800.01.00.00СБ			
Розробник	Створено	Дата	25.5	Листер	Маса	а-в	
Перевір	Николайчук	№Д/С	25.5	Вал приводний складальне креслення			
Нормув	Николайчук	№Д/С	25.5				
Затвер	Николайчук	№Д/С	25.5				
				Лист	Листов		
				ГРУП			
				Група ТМ-31			

Рисунок Г.1 – Приклад складального креслення приводного вала двоцельного конвеєра

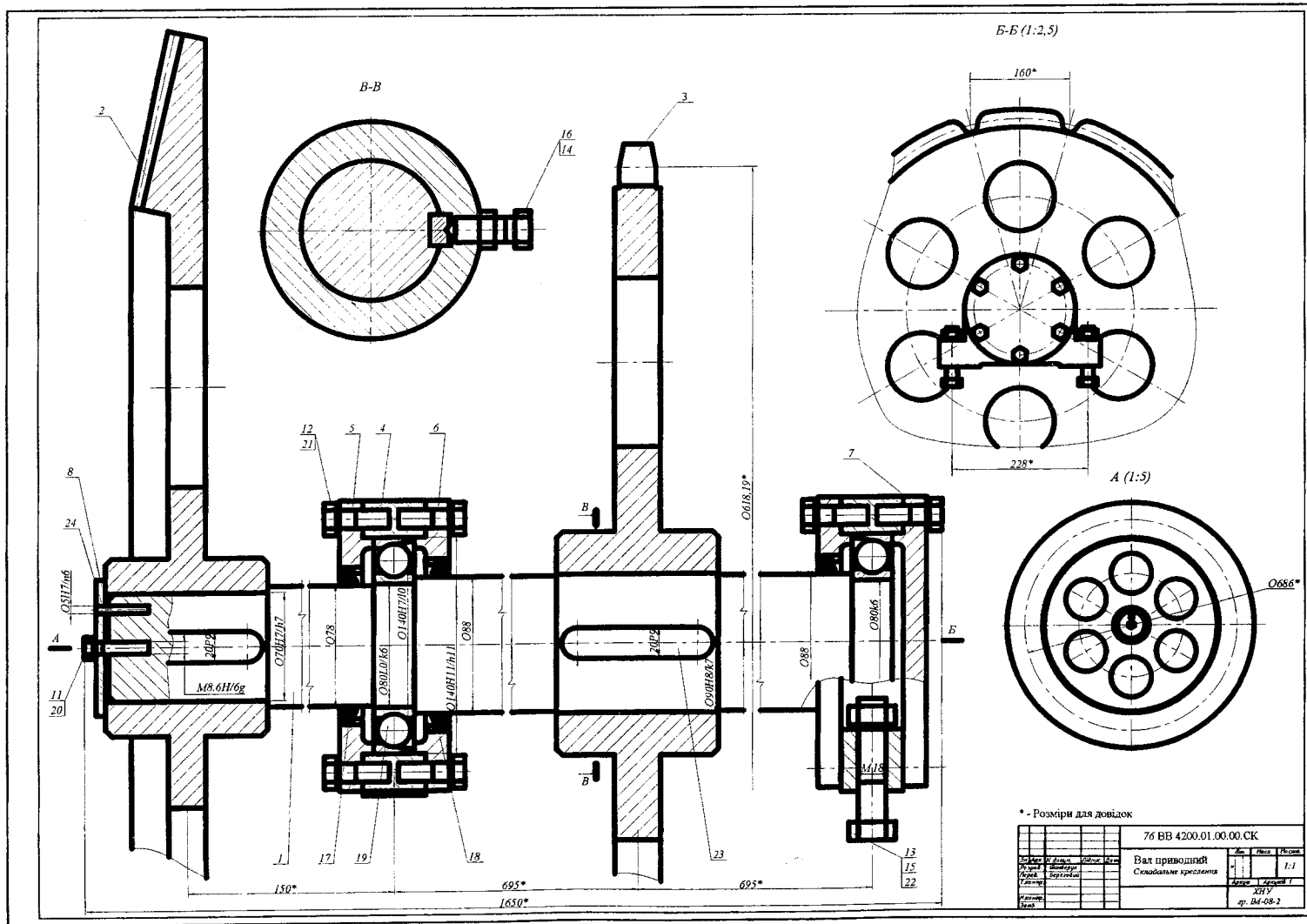


Рисунок Г.2 – Приклад складального креслення приводного вала одноцепного конвеєра

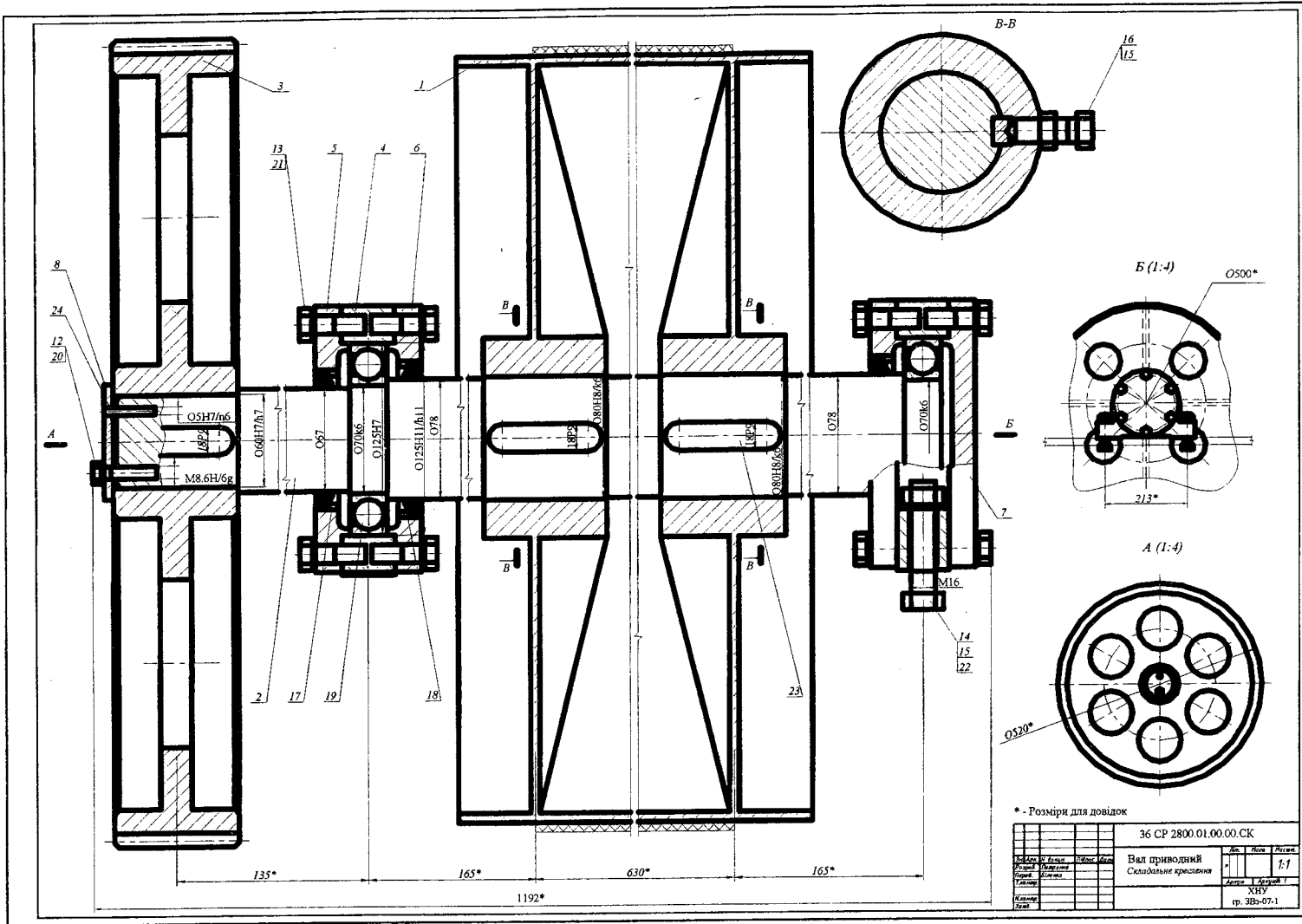


Рисунок Г.3 – Приклад складального креслення приводного вала стрічкового конвеєра

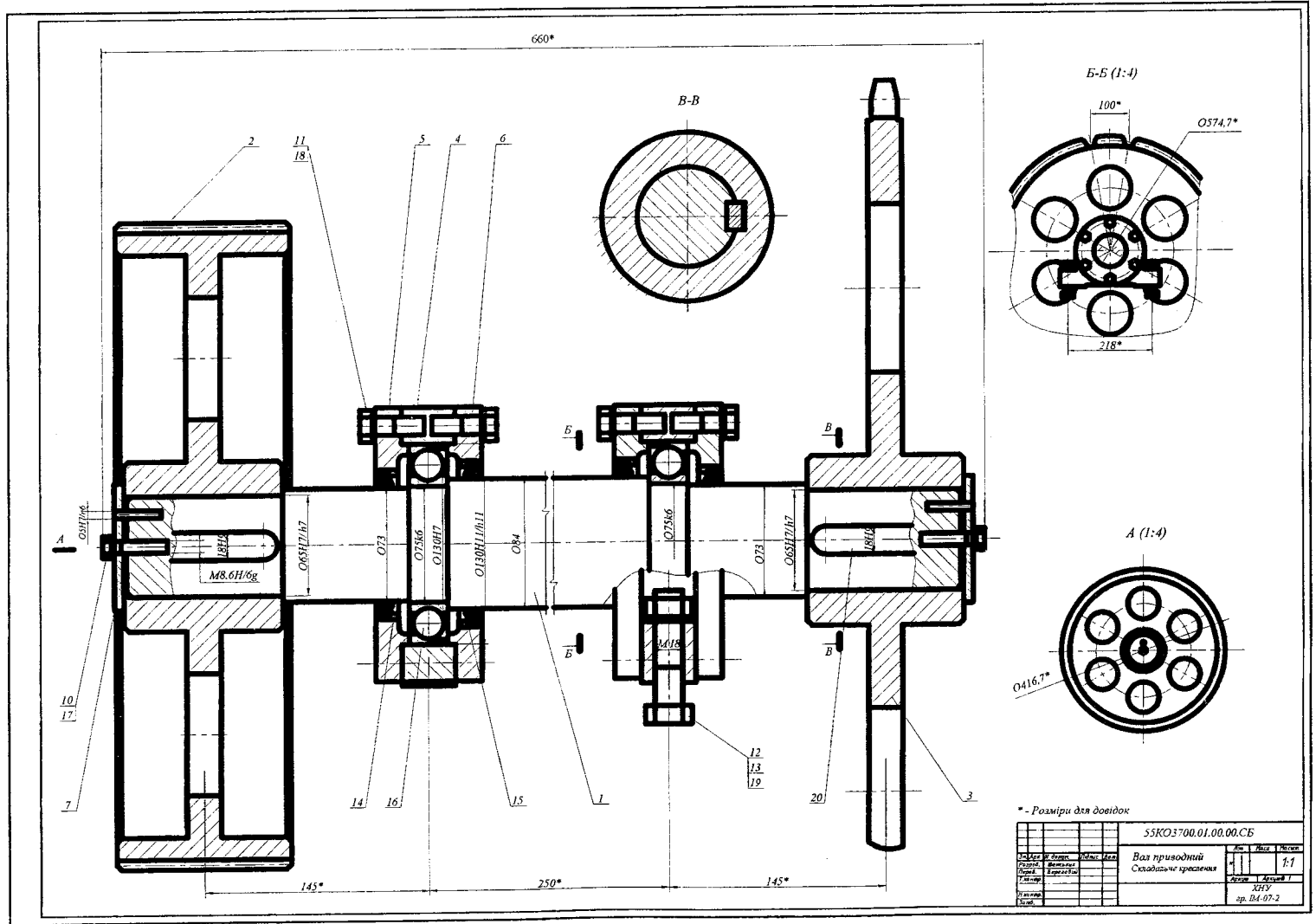
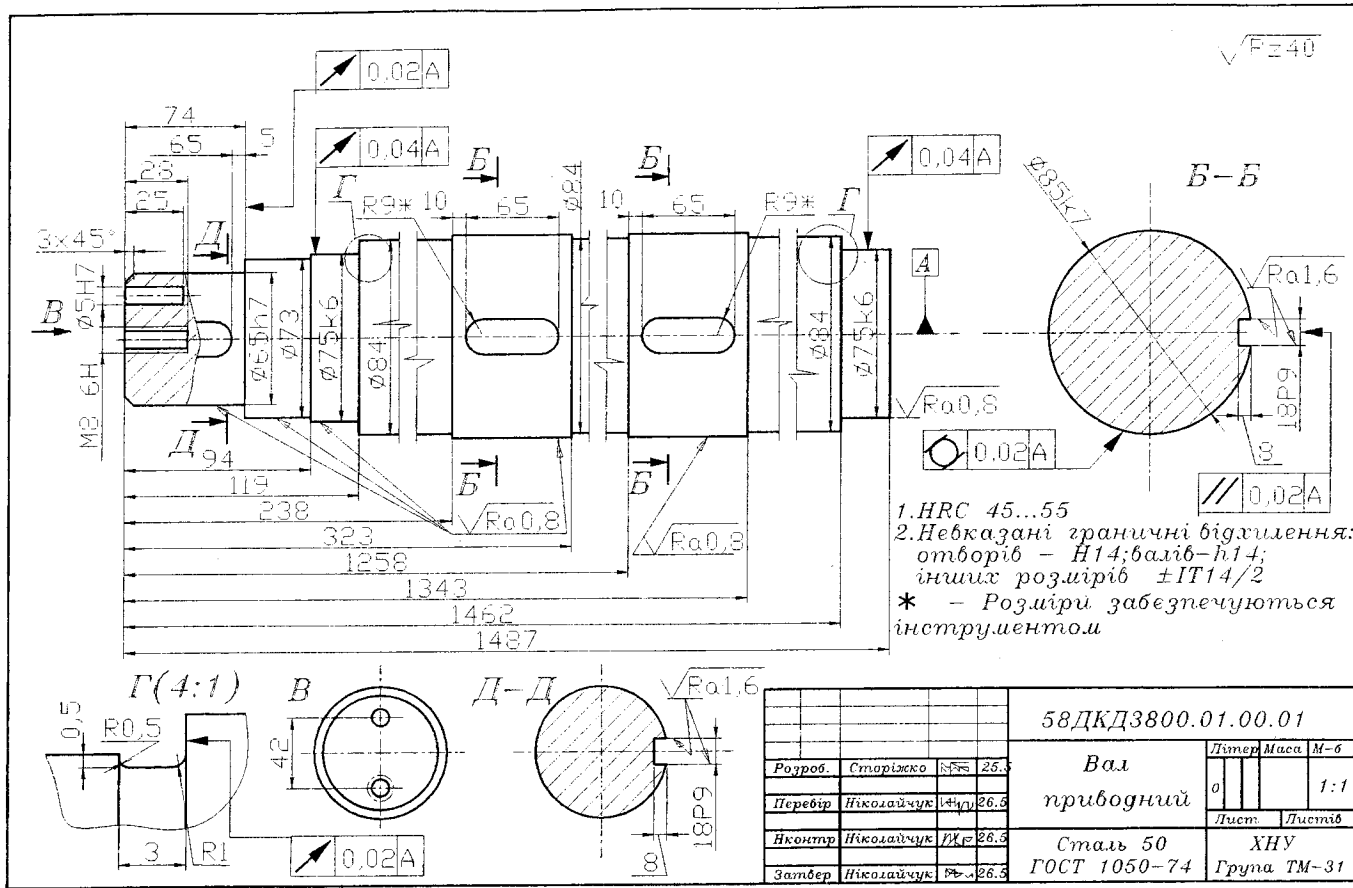


Рисунок Г.4 – Приклад складального креслення приводного вала коліскового одноцепного конвеєра



1. HRC 45...55
 2. Невказані граничні відхилення:
 отвір - H14; валів - h14;
 інших розмірів $\pm IT14/2$
 * - Розміри забезпечуються інструментом

				58ДКД3800.01.00.01	
Розроб.	Старіжко	NS	26.3	Вал	Литер М-б
Перевір	Ніколайчук	ЛЧ	26.6		
Нконтр	Ніколайчук	ЛЧ	26.5	приводний	Лист Листів
Затвер	Ніколайчук	ЛЧ	26.5		
				Сталь 50	ХНУ
				ГОСТ 1050-74	Група ТМ-31

Рисунок Д.1 - Вал

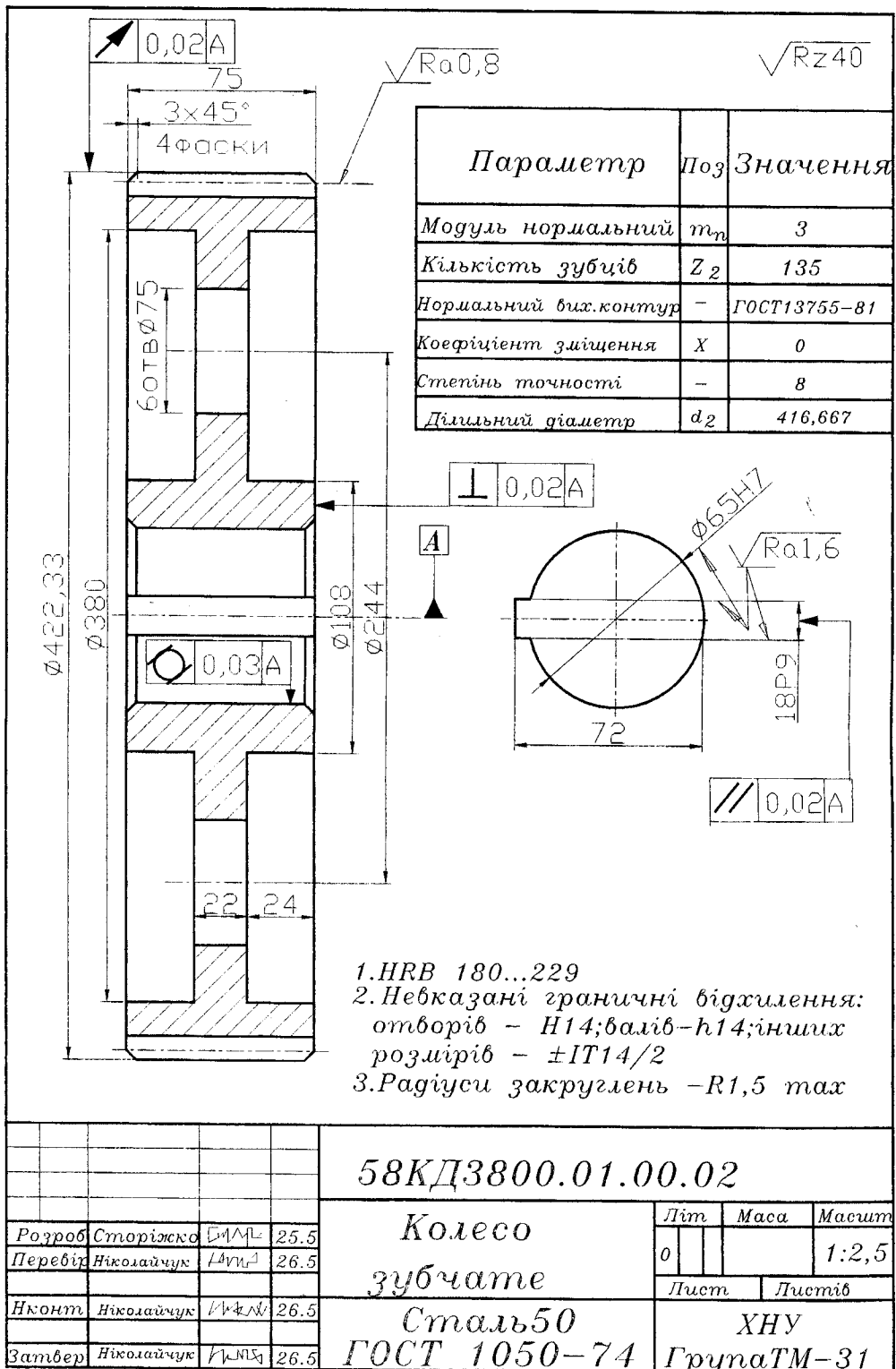
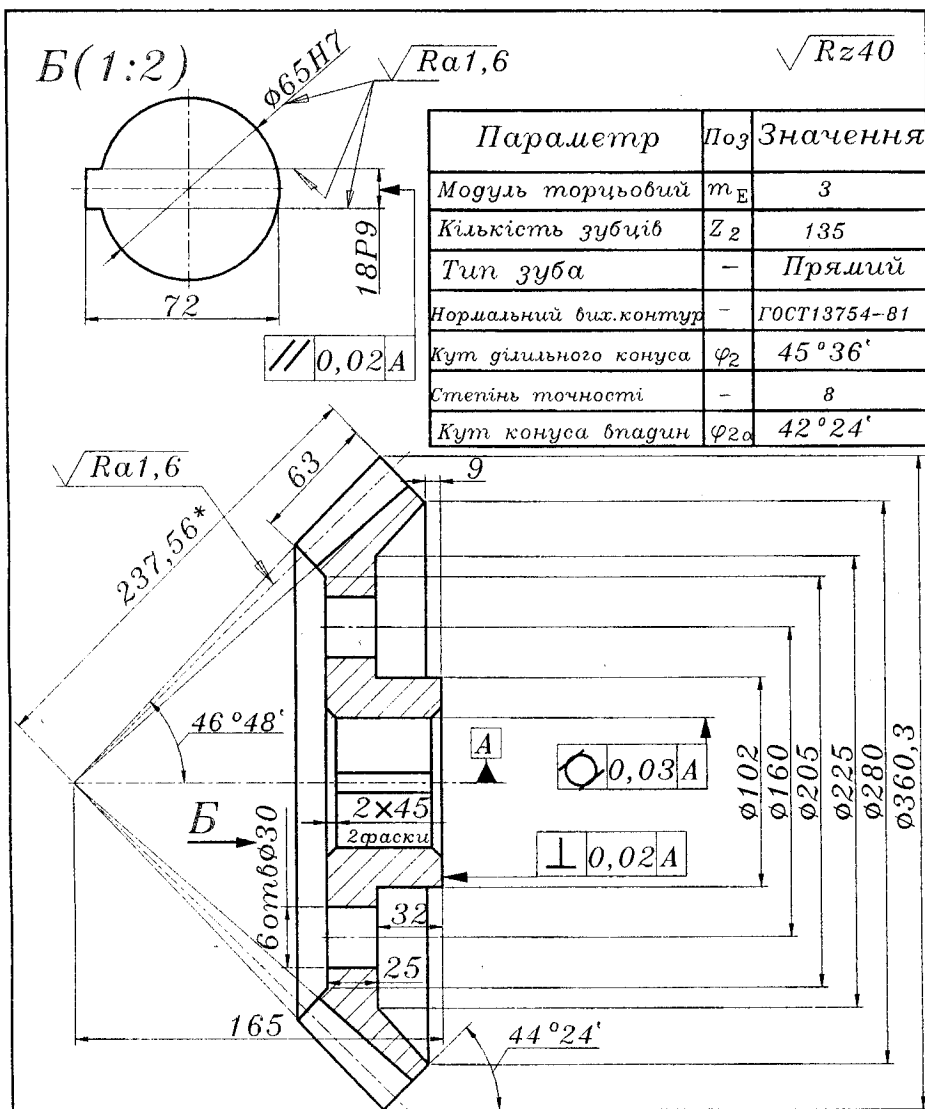


Рисунок Д.2 – Колесо зубчатє циліндричне



Параметр	Поз	Значення
Модуль торцьовий	m_E	3
Кількість зубців	Z_2	135
Тип зуба	-	Прямий
Нормальний вих. контур	-	ГОСТ13754-81
Кут ділячного конуса	φ_2	$45^\circ 36'$
Степень точності	-	8
Кут конуса впадин	φ_{2a}	$42^\circ 24'$

1. HRB 180...229
2. Невказані граничні відхилення:
отворів - H14; валів - h14; інших
розмірів - $\pm IT14/2$
3. Радіуси закруглень - R1,5 тах

				58КД3800.01.00.02		
				Колесо		
				зубчатє		
				Сталь50		
				ГОСТ 1050-74		
Розроб	Сторіжко	БМЛ	25.5	Лист	Маса	Масштаб
Перевір	Ніколайчук	ІАМ	26.5	0		1:4
Нконт	Ніколайчук	ІАМ	26.5	Лист	Листів	
Затвер	Ніколайчук	ІАМ	26.5	ХНУ		
				Група ТМ-31		

Рисунок Д.3 – Колесо зубчатє конїчне

Додаток Е

Форми специфікацій

185

6 6 8 70 63 10 22

15

8

Формат
Зона
Поз.

Позначення

Назва

Кльк.

Прим.

40

Основний надпис (дог. Б)

а

185

6 6 8 70 63 10 22

15

8

Формат
Зона
Поз.

Позначення

Назва

Кльк.

Прим.

15

Основний надпис (дог. Б)

б

а – перша сторінка; б – наступні сторінки
Рисунок Е.1 – Форми специфікацій (ГОСТ 2.108:2006)

Додаток Ж

Приклад специфікації складального креслення приводного вала

Формат	Зона	Поз	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка	
				<u>Документація</u>			
A1			58КД3800.01.00.00СБ	Складальне креслення			
A4			58КД3800.00.00.00ПЗ	Пояснювальна записка			
				<u>Складальні одиниці</u>			
		1	58КД3800.01.01.00	Барaban приводний	1	тільки для СВ, СГ, СЖ, СР, СС	
				<u>Деталі</u>			
A4		1	58КД3800.01.00.01	Вал	1		
A4		2	58КД3800.01.00.02	Колесо зубчате	1		
		3	58КД3800.01.00.03	Зірочка приводна	2		
		4	58КД3800.01.00.04	Корпус підшипника	2		
		5	58КД3800.01.00.05	Кришка наскрізна	1		
		6	58КД3800.01.00.06	Кришка наскрізна	2		
		7	58КД3800.01.00.07	Кришка глуха	1		
		8	58КД3800.01.00.08	Шайба кінцева	1		
				<u>Стандартні вироби</u>			
				Болти ГОСТ 7798-70			
		11		M8-6g × 25.58	1		
		12		M12-6g × 30.58	24		
		13		M20-6g × 60.58	4		
				Гайки ГОСТ 5915-70			
		14		M16-6H.5	2		
		15		M20-6H.5	4		
		16		Гвинт установочний			
				В. M16-6g × 60.14H ГОСТ 1476-93	2		
				Манжети гумові ГОСТ 8752-79			
		17		1-73 × 97-2	1		
		18		1-84 × 108 2	2		
		19		Підшипник 36215 ГОСТ 831-75	2		
				Шайби ГОСТ 6402-70			
		20		8.65Г	1		
		21		12.65Г	24		
		22		20.65Г	4		
		23		Шпонка 18 × 11 × 65 ГОСТ 23360-78	3		
		24		Штифт 5 × 25 ГОСТ 3128-70	1		
				58КД3800.01.00.00			
Розробив	Сторіжко	Підпис	Дата	ВАЛ ПРИВОДНИЙ	Літер	Аркуш	Аркушів
Перевірив	Ніколайчук	Підпис	Дата		О		
Н. контр.	Ніколайчук	Підпис	Дата		ХНУ Група ТМ-31		
Затвердив	Ніколайчук	Підпис	Дата				

Рисунок Ж.1

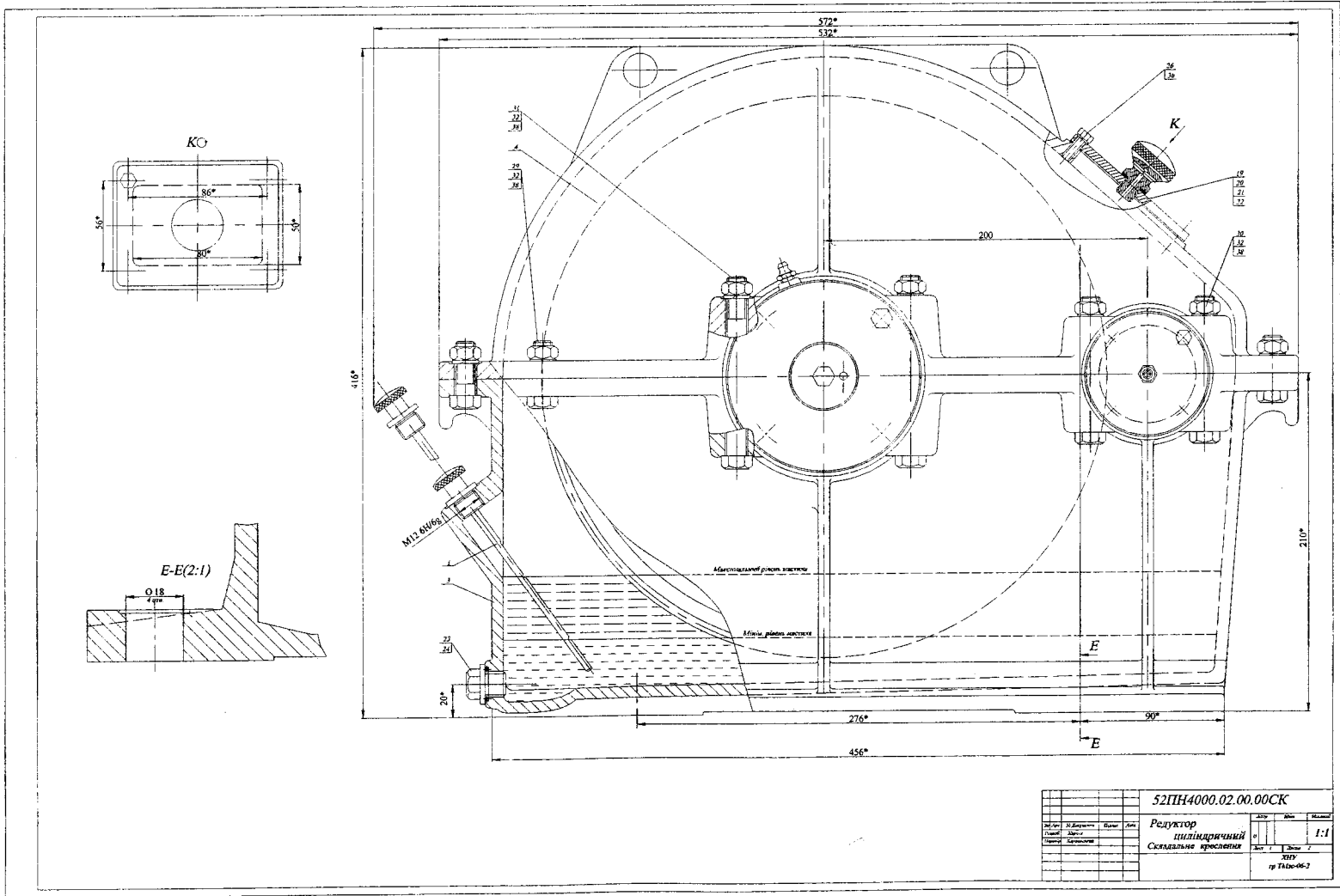
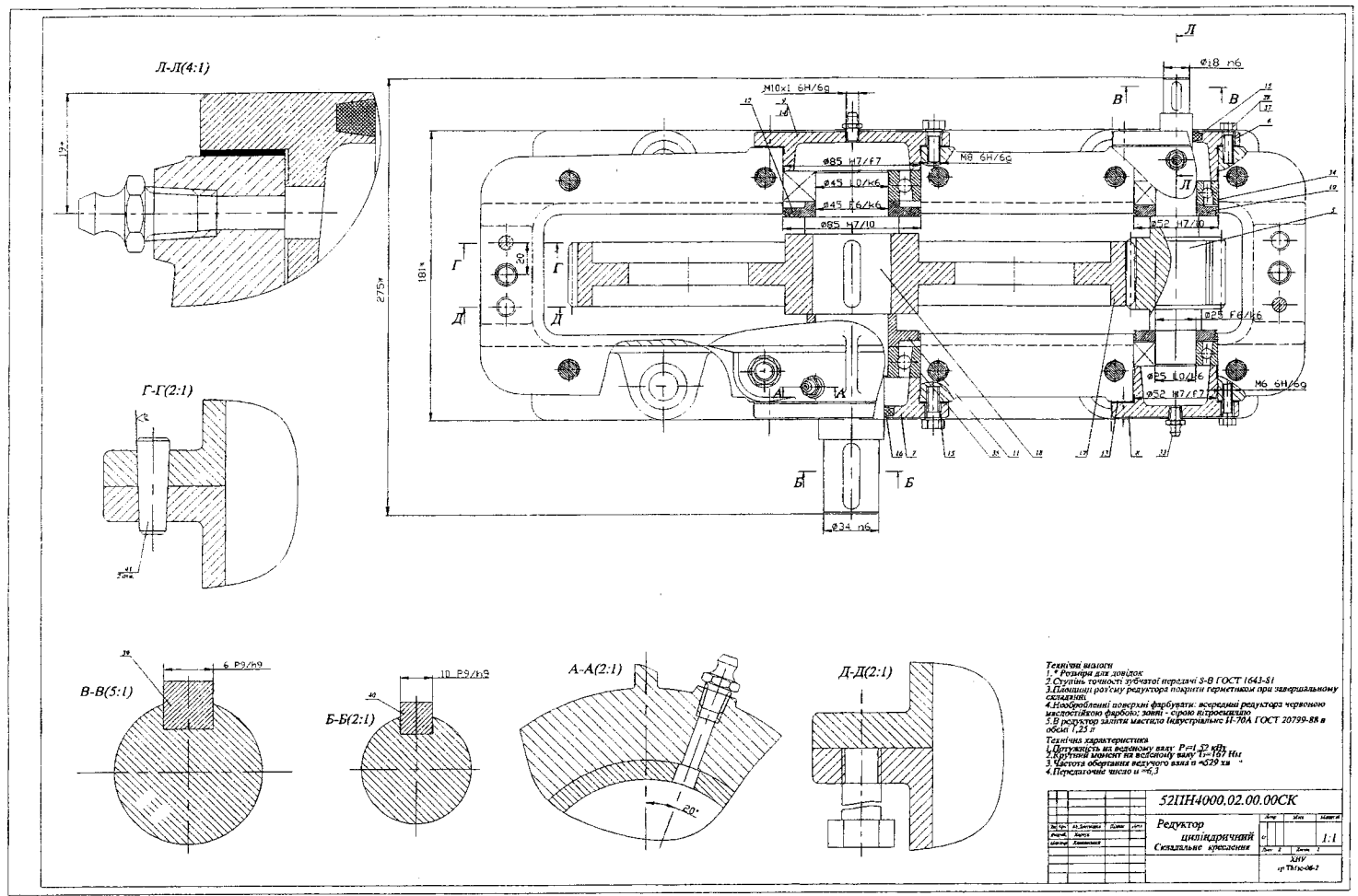


Рисунок И.3 – Циліндричний редуктор (аркуш 1)



Технічні вимоги
 1. Редуктор для циліндра
 2. Ступінь точності зубчаті передачі 3-8 ГОСТ 1643-81
 3. Плавний рух шків редуктора підлягає герметизації при закривальному стані.
 4. Навороблені поверхні фрезерує: всередині редуктора червоною мастильною фарбою; зовні - зовні вкритою.
 5. В редуктор заливати мастило Індустріальне ІІ-70А ГОСТ 20759-88 в об'єм 1,2 л.
Технічні характеристики
 1. Потужність на вихідному валу P=1,52 кВт
 2. Крутний момент на вихідному валу M=197 Нм
 3. Частота обертання вихідного валу n=629 хв⁻¹
 4. Передавальне число i=10,2

52ПН4000.02.00.00СК			
Редуктор			
циліндричний			
Складальне креслення			
№ зм.	№ змін.	Дата	Відомості
1			1:1
Лист 2			Зм. 2
Лист 2			
ІНТ			
ІР ТР 06-06-2			

Рисунок И.4 – Циліндричний редуктор (аркуш 2)

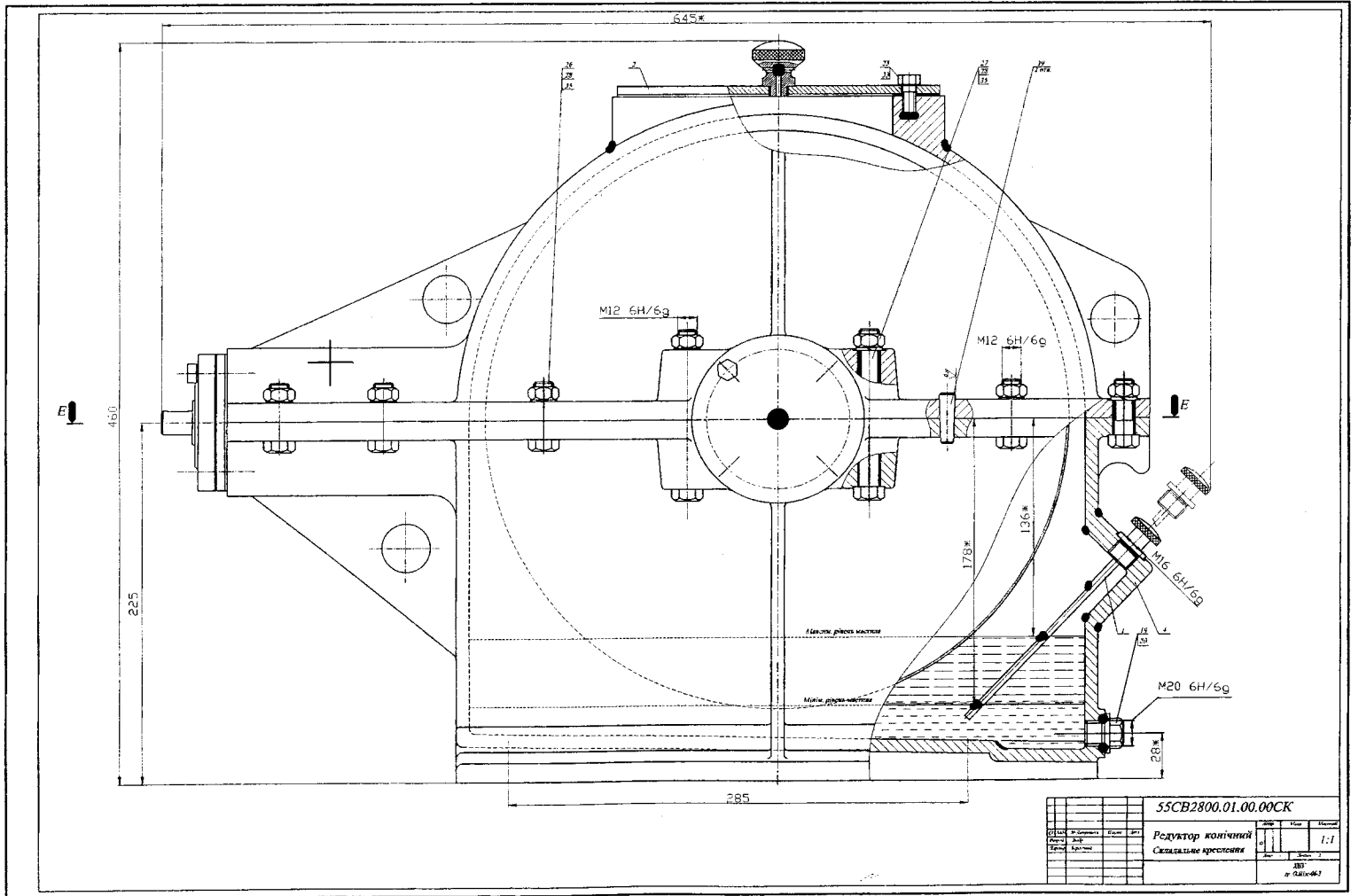


Рисунок И.5 – Коничный редуктор (аркуш 1)

Додаток К

Приклад специфікації складального креслення редуктора

Формат	Зона	Поз	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка	
				<u>Документація</u>			
A1			58КД3800.02.00.00СБ	Складальне креслення			
				<u>Складальні одиниці</u>			
		1	58КД3800.02.01.00	Колесо черв'ячне	1		
		2	58КД3800.02.02.00	Маслопокажчик жезловий	1		
		3	58КД3800.02.03.00	Кришка люка	1		
				<u>Деталі</u>			
		6	58КД3800.02.00.01	Вал черв'ячний	1		
		7	58КД3800.02.00.02	Корпус	1		
		8	58КД3800.02.00.03	Кришка редуктора	1		
		9	58КД3800.02.00.04	Кришка наскрізна	1		
		10	58КД3800.02.00.05	Кришка наскрізна	1		
		11	58КД3800.02.00.06	Кришка глуха	1		
		12	58КД3800.02.00.07	Кришка глуха	1		
		13	58КД3800.02.00.08	Шайба кінцева	1		
		14	58КД3800.02.00.09	Шайба кінцева	1		
		15	58КД3800.02.00.10	Стакан	2		
		16	58КД3800.02.00.11	Шайба захисна	2		
		17	58КД3800.02.00.12	Шайба захисна	2		
		18	58КД3800.02.00.13	Втулка дистанційна	1		
		19	58КД3800.02.00.14	Прокладка	2	Комплект	
		20	58КД3800.02.00.15	Прокладка	2	Комплект	
		21	58КД3800.02.00.16	Прокладки регулювальні	1	Комплект	
		22	58КД3800.02.00.17	Пробка масловипускна	1		
		23	58КД3800.02.00.18	Прокладка люка	1		
				<u>Стандартні вироби</u>			
				Болти ГОСТ 7798-70			
		26		M4-6g × 12.58	1		
		27		M5-6g × 16.58	4		
		28		M8-6g × 25.58	9		
		29		M8-6g × 35.58	8		
		30		M10-6g × 40.58	6		
		31		M10-6g × 70.58	4		
		32		Гайка M10-6H.5ГОСТ 5915-70	10		
		33		Кільце 020-025-3-2-4			
				ГОСТ 9833-73	1		
				Манжети ГОСТ 8752-79			
		34		1-16 × 30-2	1		
		35		1-48 × 68 2	1		
				58КД3800.02.00.00			
Розробив	Сторіжко	Підпис	Дата	РЕДУКТОР ЧЕРВ'ЯЧНИЙ	Літер	Аркуш	Аркушів
					О	І	2
Перевірив	Ніколайчук	Підпис	Дата		ХНУ		
Н. контроль	Ніколайчук	Підпис	Дата		Група ТМ-31		
Затвердив	Ніколайчук	Підпис	Дата				

Рисунок К.1 – Перший аркуш

ЗМІСТ

Передмова	3	
Початкові положення.....	5	
Головні вимоги до оформлення самостійної роботи.....	5	
Види та склад робіт	6	
Завдання та початкові дані	8	
	Модуль 1 (для груп спеціальностей М)	8
	Модуль 2 (для груп спеціальностей Т)	11
	Модуль 3 (для груп спеціальностей Г).....	18
Опис робочої транспортуючої машини	Модуль 4 (для груп спеціальностей Т).....	20
Попередній вибір тягового органа	Модуль 5 (для груп спеціальностей Т).....	21
Проектування вантажонесучого органа	Модуль 6 (для груп спеціальностей Т)	24
Швидкість конвеєра	Модуль 7 (для груп спеціальностей Т)	42
Розрахунок лінійних навантажень	Модуль 8 (для груп спеціальностей Т)	43
Вибір коефіцієнтів опору руху	Модуль 9 (для груп спеціальностей Т).....	44
Розгорнута схема траси	Модуль 10 (для груп спеціальностей Т).....	45
Сила мінімального натягу тягового органа	Модуль 11 (для груп спеціальностей Т).....	46
Визначення параметрів ведучого органа приводу	Модуль 12	47
Коефіцієнт корисної дії приводу	Модуль 13	48
Тяговий розрахунок конвеєра	Модуль 14 (для груп спеціальностей Т).....	49
Перевірка вибору тягового органа	Модуль 15 (для груп спеціальностей Т)	51
Діаграма натягу тягового органа	Модуль 16.....	53
Комплектування приводу	Модуль 17 (для груп спеціальностей М)	54
	Модуль 18 (для груп спеціальностей Т).....	59
	Модуль 19 (для груп спеціальностей Г).....	66
Силкові та кінематичні параметри валів	Модуль 20.....	70
Розрахунок ... передачі.....	Модуль 21 Розрахунок клинопасової передачі	71
	Модуль 22 Розрахунок плоскостасової передачі	77
	Модуль 23 Розрахунок цепної (ланцюгової) передачі	82
Розрахунок відкритої ... передачі.....	Модуль 24 Розрахунок відкритої прямозубої циліндричної передачі	87
	Модуль 25 Розрахунок відкритої косозубої циліндричної передачі.....	97
	Модуль 26 Розрахунок відкритої конічної прямозубої передачі	104

Проектування приводного вала	Модуль 27	113
Проектування колеса відкритої зубчатої передачі	Модуль 28	122
Конструювання підшипникових вузлів приводного вала	Модуль 29	127
Проектування ведучого органа приводу	Модуль 30	139
Проектування ... редуктора	Модуль 31 (для груп спеціальностей М)	142
Розрахунок закритої черв'ячної передачі		142
Розрахунок закритої косозубої циліндричної передачі		150
Розрахунок закритої прямозубої циліндричної передачі		158
Розрахунок закритої прямозубої конічної передачі		166
Конструювання валів редуктора та їх опор		172
Ведучі вали редукторів		173
Прямозуба закрита циліндрична передача		173
Косозуба закрита циліндрична передача		175
Закрита конічна зубчата передача		176
Закрита черв'ячна передача		179
Ведені вали редукторів		183
Вал колеса прямозубої закритої циліндричної передачі		183
Вал колеса закритих косозубої циліндричної та черв'ячної передач		185
Вал колеса прямозубої закритої конічної передачі		186
Вузли конструктивних схем валів закритих зубчатих і черв'ячних передач		187
Особливості конструкції передач з вертикальними вихідними валами		190
Конструювання зубчатих та черв'ячних коліс		194
Вибір посадок деталей		196
Змашення редуктора		197
Проектування оболонки редуктора		199
Складання редуктора		205
Графічна частина		207
Модуль 32 (для груп спеціальностей М)		207
Модуль 33 (для груп спеціальностей Т)		218
Модуль 34 (для груп спеціальностей Г)		218
Література		220
Додатки		222

Навчальне видання

Пастух Ігор Маркович

ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДІВ

Навчальний посібник

Відповідальний за випуск: ***В. С. Яремчук***

Редактор: ***Г. М. Соколова***

Художнє оформлення обкладинки: ***О. С. Ванчурова***

Комп'ютерна верстка: ***В. П. Карпанасюк***

Підписано до друку 18.12.2012

Формат 30×42/2. Папір офс. Гарн. Times New Roman

Друк різнографією. Ум. друк. арк. – 20,74. Обл.-вид. арк. – 14,80

Тираж 300. Зам. № 259/11

Віддруковано в редакційно-видавничому центрі ХНУ
29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 7/1

