

Міністерство освіти і науки України
Житомирський державний технологічний університет

В.Є. Стаценко
В. П. Шумляківський

ДЕТАЛІ МАШИН

Основи проектування та методики розрахунку
зубчастих механічних приводів

(навчальний посібник для студентів напрямку
підготовки 6.070106«Автомобільний транспорт»)

Рекомендовано до друку Вченою Радою
Житомирського державного технологічного
університету
(протокол № XX від XX...2015 р.)

Житомир
ЖДТУ
2015

УДК 621.83(075)

С78

ББК 34.42 Я75

Рецензенти: **Л.В. Лось**, доктор технічних наук, професор кафедри вищої математики і прикладної механіки Житомирського національного агроекологічного університету заслужений діяч науки і техніки України;
В.П. Сахно, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів Національного транспортного університету академік Транспортної академії України;
В.В. Беліченко, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі та транспортний менеджмент» Інституту машинобудування та транспорту Вінницького Національного технічного університету, академік Транспортної академії України

С78 **Стаценко В. Є., Шумляківський В. П.**

Деталі машин: Навч. посібник в 2 ч./ Ч.1. Основи проектування та методики розрахунку зубчастих механічних приводів. – Житомир: ЖДТУ, 2015. – 258 с.

ISBN

Наведено матеріали стосовно завдань, вимог і послідовності курсового проектування деталей машин. Подано типові питання для самоконтролю, захисту курсової роботи та методику оцінювання процесу проектування. Розглядаються типи приводів і рекомендована послідовність та особливості розрахунку основних елементів передач. Вміщує методики розрахунку приводів, які ілюстровані одночасно з також традиційними прикладами розрахунку прогресуючих видів передач зацепленням.

Посібник буде корисним для студентів вищих навчальних закладів напрямків підготовки, які вивчають загальноінженерні дисципліни, виконують курсову роботу або проект, які передбачені освітніми стандартами.

© Стаценко В.Є., 2015

© Шумляківський В. П., 2015

ЗМІСТ

Передмова	3
1. Основні положення та вимоги щодо курсового проектування	4
1.1. Мета та завдання проектування.....	4
1.2. Тематика курсових робіт з деталей машин.....	5
1.3. Обсяг та зміст курсової роботи.....	7
1.4. Оформлення конструкторської документації курсової роботи	9
1.4.1. Зміст і оформлення пояснювальної записки.....	9
1.4.2. Зміст та вимоги щодо оформлення графічної частини курсової роботи.....	13
1.5. Питання для самоконтролю знань в період виконання курсової роботи.....	17
1.6. Перелік питань для підготовки до захисту курсової роботи.....	18
1.7. Захист та оцінювання курсової роботи.....	20
2. Проектування приводу	22
2.1. Призначення приводу.....	22
2.2. Типи приводів.....	23
2.2.1. Привід з редуктором.....	24
2.2.2. Привід з коробкою зміни передач.....	27
2.2.3. Привід з варіатором.....	28
2.3. Послідовність розрахунку приводів.....	29
2.3.1. Особливість розрахунку приводу при проектуванні.....	29
2.3.2. Рекомендована послідовність та особливості розрахунку основних елементів передачі.....	31
2.3.3. Розрахунок енергокінематичних параметрів приводів.....	38
3. Методики розрахунку зубчастих передач приводів	49
3.1. Розрахунок закритих передач (відносно d_1).....	51
3.1.1. Приклад 1. Розрахунок параметрів закритої циліндричної косозубої передачі редуктора.....	61
3.2. Розрахунок закритих передач (відносно a_w).....	69
3.2.1. Приклад 2. Розрахунок параметрів закритої циліндричної косозубої передачі редуктора	74
3.3. Особливості розрахунку відкритих циліндричних передач.....	82

3.3.1.	Приклад 3. Розрахунок параметрів відкритої циліндричної зубчастої передачі привода.....	86
3.4	Розрахунок закритих конічних зубчастих передач.....	91
3.4.1.	Приклад 4. Розрахунок параметрів закритої конічної передачі з круговими зубами.....	95
3.4.2.	Приклад 5. Розрахунок параметрів зубчастої гіпоїдної передачі редуктора.....	102
3.5.	Особливості розрахунку відкритих конічних передач.....	114
3.5.1.	Приклад 6. Розрахунок параметрів відкритої конічної зубчастої передачі приводу.....	118
3.6.	Розрахунок закритих черв'ячних циліндричних передач.....	124
3.6.1.	Приклад 7. Розрахунок параметрів закритої циліндричної черв'ячної передачі редуктора.....	129
3.7.	Особливості розрахунку черв'ячних глобоїдних передач редуктора.....	135
3.7.1.	Приклад 8. Розрахунок параметрів закритої черв'ячної глобоїднлї передачі редуктора.....	137
3.8.	Особливості розрахунку планетарних передач	139
3.8.1.	Приклад 9. Розрахунок параметрів зубчастої передачі планетарного редуктора.....	144
	Додаток 1 Типові варіанти технічних завдань.....	151
	Додаток 2. Оформлення текстових документів курсової роботи.....	216
	Додаток 3. Типові конструкції прототипів одноступінчастих редукторів	219
	Список літератури.....	255

ПЕРЕДМОВА

Навчальний посібник написаний за програмою курсу «Деталі машин і ПТО» для студентів вищих навчальних закладів напрямку підготовки 6.070106 «Автомобільний транспорт». Мета навчального посібника – надати допомогу студентам при виконанні курсової роботи з курсу «Деталі машин і ПТО».

Тематика курсового проектування орієнтована на майбутню спеціальність студентів. Вона охоплює наступні об'єкти проектування:

- приводи, які містять механічні редуктори трансмісії автомобіля різного призначення – перша група технічних завдань;

- приводи механізмів технологічного, транспортного, випробувального обладнання автомобільної галузі – друга група технічних завдань.

Найголовнішим елементом привода, що проектується, залишається зубчастий (або черв'ячний) редуктор, який містить наряду з традиційними також прогресивні види передач зачеплення, такі як планетарні, глобoidні, хвильові, гіпоїдні, передачі із зачепленням Новікова та ін. Розрахунок та проектування зубчастих пар редукторів є одним з основних етапів курсової роботи з деталей машин. На прикладі редуктора можна найбільш просто та ясно показати хід проектування машинобудівної конструкції, компоновку і ув'язку її окремих вузлів та деталей.

При проектуванні редуктора студенти повинні вміти:

- оцінювати його технічний рівень орієнтуючись на середній рівень, який у більшості випадків виробництва є економічно обґрунтованим [1];

- розробляти конструкції циліндричних, конічних та інших коліс з урахуванням параметрів, одержаних при розрахунках.

В посібнику представлено 65 розроблених навчальних технічних завдань на проектування, наведені необхідні матеріали для розрахунків і конструювання відповідно курсової роботи до цих завдань, а також надані рекомендації з організації курсової роботи. В той же час відомості про підйомно-транспортного обладнання та деталі машин, які містяться у навчальній літературі [1-20] тут не наводяться.

Знання та досвід, які набувають студенти при проектуванні та розрахунку зубчастих механізмів приводів – це база для виконання наступних курсових проектів зі спеціальних дисциплін та дипломного проектування.

1. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ТА ВИМОГИ ЩОДО КУРСОВОЇ РОБОТИ

1.1. Мета та завдання курсової роботи

Проектування з дисципліни „Деталі машин і ПТО” входить до навчальних планів практично усіх механічних спеціальностей. Опанування основ проектування, конструювання та розрахунку є важливим у системі підготовки інженерів різних базових напрямків.

Проектування – творчий процес. Тому знань теоретичного матеріалу, методів розрахунків тощо часто недостатньо. Необхідно уміти аналізувати конструкцію, яку хочемо запроектувати, з різних точок зору на усіх етапах її створення.

Під час проектування студенти мають набувати необхідних для набування навичок і вмінь порівнювати отримані розв'язки задач за різними чинниками, оцінювати машину в цілому та окремі її деталі, в кінцевому результаті вибирати оптимальний варіант. Цей процес зручно проводити за допомогою комп'ютерної техніки для прорахунку декількох варіантів схем, розмірів тощо.

Основними завданнями проектування є [1–3]:

1. Закріпити, розширити та поглибити знання матеріалу з деталей машин. У першу чергу це стосується питань конструкційних особливостей зубчастих коліс, валів, підшипників, муфт тощо. Окрім того, під час курсового проектування студенти мають використовувати знання з дисциплін „Опір матеріалів”, „Технологія конструкційних матеріалів та матеріалознавство”, „Теорія машин і механізмів” та ін.

2. Розширити отримані навички з практичних розрахунків, які, в свою чергу, можна поділити на види: попередні та перевірні. Під час розрахунків деякі розміри змінюють, уточнюють та фіксують остаточно. Це стосується, наприклад, розподілення загального передаточного числа між окремими передачами приводу, розрахунків валів на міцність тощо. Відомо, що для розрахунку валів на міцність необхідно мати відстань між опорами, яка залежить від ширини коліс, бокових зазорів, розмірів підшипників. На першому етапі розрахунків визначити точно ці параметри неможливо, і тому проводять попередні розрахунки, які потім уточнюють.

У деяких випадках розрахунки необхідно виконувати з високою точністю. Наприклад, розміри зубчастих коліс визначають габарити редукторів, а неточність їхніх розрахунків може призвести до зменшення терміну служби або до необґрунтовано великих габаритів. Є також випадки, коли можна проводити наближені розрахунки.

3. Прищепити початкові навички з ведення науково-дослідницької роботи. Проектування нового механічного приводу з вибором найраціональнішої конструкції його елементів завжди пов'язане з проведенням дослідницької роботи, котра може полягати не тільки в розвитку розрахунків і конструкцій, але і в поглибленому вивченні та проробленні окремих питань. Така робота суттєво підвищує якість підготовки фахівців.

4. Навчити читати та створювати креслення, які є мовою інженера. На кресленнях мають значення не тільки кількість нанесених розмірів, але й послідовність їх нанесення, яка визначається вимірювальними, конструкційними та технологічними базами. Розміри вказують такі, які легко проконтролювати, а такі, що важко проконтролювати, подають тільки для довідок.

5. Набути навички з використання державних стандартів та інших нормативних матеріалів. Стандарти та норми забезпечують єдиний підхід до конструювання, стабільності матеріалу, максимальне застосування однакових деталей (кріпильних, підшипників, муфт тощо) і елементів деталей (діаметрів, товщини, модулів тощо).

6. Узгодити з завданням основні конструкційні форми деталей, складальних одиниць. Існують різноманітні конструкційні варіанти механічних пристроїв, які можуть бути більш вигідними за певних умов. В період роботи над курсовою роботою студенти мають можливість оцінити деякі варіанти конструкцій окремих деталей і складових одиниць загальномашинобудівного призначення.

7. Підготувати студентів до виконання наступних проектів, у тому числі дипломного. Загальна методика проектування є однаковою для всіх проектів, що пов'язані з проектуванням механічних засобів, а основні її положення вивчаються під час виконання навчального проектування з деталей машин.

1.2. Тематика курсових робіт з деталей машин

Потреbam проектування з деталей машин найбільш повно відповідають невеликі приводні установки засобів механізації (транспортні машини, завантажувальні прилади, живильники, кантувальники і т.д.) або приводи робочих машин, що є окремими агрегатами. Такі прилади включають в себе електродвигун, редуктори, коробки швидкостей, варіатори, пасові та ланцюгові передачі, з'єднувальні муфти, плити, рами. Найголовнішим елементом приводу, що проектується залишається зубчастий (або черв'ячний) редуктор, який включає наряду з традиційними такі прогресуючі види передач,

як планетарні, глобоїдні, хвильові, передачі з зачепленням Новікова та ін.

Розрахунок та проектування редуктора є одним з основних етапів курсової роботи з деталей машин. На прикладі редуктора можна найбільш просто та чітко показати хід проектування машинобудівної конструкції, ув'язку та компоновку її окремих вузлів та деталей.

Тематика проектування складена з таким урахуванням, щоб завдання включало в себе розробку більшості деталей та складових одиниць виробів, які вивчаються в курсі «Деталі машин і ПТО» (передачі, муфти, вали, підшипники, з'єднання та ін.).

В машинобудуванні широко проводиться нормалізація таких вузлів, як редуктори, муфти та ін. Проте в учбовому курсовому проєкті залишається проектування вказаних вузлів з максимальним використанням стандартних елементів. При наявності в проєкті декількох муфт одна проєктується, а інші можна підбирати за нормативами з відповідним перевірним розрахунком. Особливий інтерес для проектування є комбіновані муфти (пружнотормозні та ін.) з використанням елементів нормалізованих муфт.

У кожному навчальному закладі рішенням кафедри тематика курсового проектування орієнтована на майбутню спеціальність студентів. Вона охоплює наступні об'єкти проектування:

- приводи, які містять механічні редуктори трансмісії автомобіля різного призначення – **перша група технічного завдання (ТЗ);**
- приводи механізмів технологічного, транспортувального, випробувального обладнання автомобільної галузі – **друга група ТЗ.**

Студенти проєктують привід загального або спеціального призначення, виконуваний за індивідуальним технічним завданням (ТЗ). Завдання – комплексне і дозволяє вивчити кінематичний зв'язок між окремими елементами передач, засвоїти компоновку деталей і складових одиниць. Кінематична схема привода в завданні представлена у вигляді розгортки, елементи якої зображені умовними графічними позначеннями за ГОСТ 2.770–68*. Вивчаючи ТЗ на проектування, студент повинен засвоїти призначення та умови роботи привода та його складових одиниць, порядок складання і регулювання передач. При вивченні ТЗ необхідно окремо ознайомитися з конструкціями аналогічних редукторів та відкритих передач згідно з [4, 5], після чого приступати до проектування заданого привода.

Тематика проектування включає розроблення деталей, складових одиниць, що вивчаються у дисципліні „Деталі машин і ПТО”. Це

передачі, вали, підшипники, з'єднання, муфти тощо. Кінематичні схеми різних типів редукторів наведено в методичних вказівках [6] та Додатках 1. Завдання є комплексним і дає можливість вивчити кінематичний зв'язок між окремими елементами, засвоїти компонування деталей і складових одиниць. Ці завдання потребують від студентів досить детального розроблення основних частин механічного приводу, а деякі – вибрати з відповідних стандартів (електродвигун, арматура та ін.). Завдання видають індивідуально кожному студенту на спеціальному бланку на початку семестру, в якому заплановано курсову роботу.

Робота включає в себе пояснювальну записку та графічну частину, що має 2...3 аркуші креслень, де розробляється загальний вигляд механічного приводу, окремих його частин і робочі креслення деталей. Наряду з виконанням типових курсових робіт та прикладних завдань за тематикою винахідницького і раціоналізаторського характеру доцільно виконання курсової роботи, пов'язаної з вдосконаленням лабораторної бази кафедри, а також за договорами держбюджетної тематики, які виконуються кафедрою.

1.3. Обсяг та зміст курсової роботи

В курсовій роботі розробляється графічна і текстова конструкторська документація.

Текстові документи курсової роботи включають пояснювальну записку /ПЗ/, специфікації, відомості, таблиці і т.д.

Об'єм ПЗ складає 30–40 сторінок формату А4 (297×210 мм) графіків і ескізів, необхідних для розрахунків і проектування.

У пояснювальну записку типової курсової роботи входять:

- зміст;
- вступ;
- технічний опис конструкції виробу і його складових частин;
- розрахунки: вибір електродвигуна, енергокінематичний розрахунок приводу, що проектується та розрахунки пасових (ланцюгових) передач, варіаторів, редукторів, муфт;
- обґрунтування вибору стандартних вузлів і деталей з необхідними перевірними розрахунками;
- послідовність складання і розбирання редуктора;
- вибір типу і конструкції фундаментної плити (рами);
- додатки;
- список літератури.

Пояснювальна записка курсової роботи виконується за міждержавним стандартом ГОСТ 2.105–95 з урахуванням вимог, викладених в навчальному посібнику [7]. На кожному листі ПЗ мають бути обрамляюча лінія і основний напис за ДСТУ ГОСТ 2.104-2006 за формою 2 для першого листа (крім титульного) і форми 2а – для подальших листів (дод. 2). Технічне завдання на курсову (дод. 1) поміщають у додатку до ПЗ, листи якої зброшуровують за форматом А4. Пояснювальна записка має мати титульний лист, оформлений згідно дод. 2.

Графічна документація курсової роботи містить креслення деталей, складальні креслення, креслення загальних видів, монтажні, різні схеми та ін. Графічна документація складається з компоновального креслення редуктора, що проектується **обов’язково** на міліметровому папері:

1-й лист (841*594 мм) – креслення загального виду або складальне розробленої конструкції зубчастого, черв’ячного або комбінованого редуктора, або креслення конструкції однієї з складових одиниць, зображених на схемі завдання – шківів з опорами, зірочки з опорами, барабану з опорами, запобіжної, зчіпної або відцентрової муфти і т.д.

2-й лист (841*594 мм) – креслення деталей редуктора, що проектується (3–4 деталі, одна з них корпусна на форматах А2, А3, А4). Призначається керівником курсової роботи.

Кожний текстовий або графічний документ курсової роботи має своє позначення. Для навчальних проектів зручною є літерна та цифрова система позначення.

Рекомендується позначення складати за схемою:

ДМ	.	ААГ14	.	а	.	б	.	в	.	г	.	д	,
----	---	-------	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

яка включає:

ДМ – Деталі машин і ПТО (назва дисципліни);

ААГ14 – номер академічної групи;

а – номер завдання (00);

б – варіант завдання (00);

в – порядковий номер складової одиниці (редуктор) (00);

г – порядковий номер деталі (від 01 до 99);

д – шифр типу документа (складальне креслення – СК; пояснювальна записка – ПЗ; монтажне креслення – МК);

Наприклад, ДМ. ААГ14.24.05.01.00 СК

Оформлення і позначення конструкторських документів проекту виконують відповідно до вказівок, що містяться в [7]. Після захисту

курсової роботи всі листи креслень повинні бути приведені до формату А4 ГОСТ 2.301–68 шляхом складання „гармошкою” згідно ГОСТ 2.501–68, при цьому основний напис креслень має бути зовні. Документація курсової роботи поміщається в папку, на лицьову сторону якої наклеюють титульний лист, виконаний на листі формату А4 за формою, наведеною у Додатку 2. Папка з документацією курсової роботи повинна мати опис поміщених в ній документів згідно з [7].

У проектах виробів мають бути відображені питання техніки безпеки. Необхідно розробляти огорожі для муфт, пасової або ланцюгової передач, якщо вони розташовані так, що можливе затягування одягу обслуговуючого персоналу, а також огорожі інших елементів конструкцій, що становлять небезпеку для життя або здоров'я людини.

При розробці креслень нових виробів у виробничих умовах, а також креслень виробів у реальних курсових роботах на них необхідно складати патентний формуляр. Він розробляється за ГОСТ 2.110–95 і використовується для оцінювання патентоспроможності, патентної чистоти і технічного рівня виробів, призначених для самостійного постачання споживачеві, технологічних процесів, методів вимірювань і випробувань, способів виробництва робіт, речовин і матеріалів, проектів промислових підприємств, державних галузевих стандартів.

Патентний формуляр складають при завершенні науково-дослідницьких або дослідно-конструкторських робіт, результатом яких є конкретне технічне вирішення (кінематична схема, електросхема та ін.), а також при розробці або істотному вдосконаленню об'єкта.

1.4. Оформлення конструкторської документації курсової роботи

Курсова робота, яку виконує студент, як і проект, створений конструктором в процесі розробки машин і механізмів, являє собою сукупність документів: графічних (креслень, схем) і текстових (специфікацій, відомостей, розрахунків, пояснювальної записки тощо).

Правила і порядок розробки, оформлення та обороту цих документів встановлені комплексом стандартів єдиної системи конструкторської документації (ЕСКД).

1.4.1. Зміст і оформлення пояснювальної записки

Пояснювальну записку необхідно оформляти відповідно до ГОСТ 2.106–96 як конструкторський документ, який вміщує опис пристрою та принцип дії розробленого виробу, обґрунтування прийнятих при його розробці технічних і техніко-економічних рішень, розрахунки деталей на міцність, жорсткість та працездатність, розрахунки посадок спряжених деталей, допусків.

ПЗ в загальному випадку має вміщувати:

- технічне завдання на проектування (ТЗ);
 - анотацію;
 - короткий опис конструкції виробу, його складових частин і призначення;
 - особливості та порівняльну оцінку об'єкта, що проектується;
 - розрахунки: вибір електродвигуна, кінематичний розрахунок приводу, що проектується, розрахунок пасової (ланцюгової) передачі, розрахунок редуктора (коробки передач автомобіля і диференціала), передачі гвинт-гайка кочення тощо;
 - вибір посадок, допусків форми і розташування поверхонь сконструйованих деталей;
 - опис взаємодії приводу і послідовність складання та розбирання пристроїв, складання і регулювання конічних та черв'ячних зачеплень, регулювання підшипників кочення;
 - вибір типу і конструкції фундаментної плити (рами);
 - вибір сорту мастила і системи змащування зачеплень та підшипників;
 - додатки: компонування редуктора (коробки передач) тощо;
 - список літератури;
 - зміст.
- Розрахунок редуктора (коробки передач) включає:
- визначення кінематичних і силових характеристик;
 - вибір матеріалів і визначення допустимих напружень на контактну міцність та згин зубців;
 - проектний і перевірний розрахунок зубчастої передачі;
 - попередній розрахунок валів;
 - перше компонування редуктора (коробки передач);
 - підбір підшипників кочення;
 - вибір мастила і визначення необхідної кількості мастила;
 - друге компонування редуктора (коробки передач);
 - перевірний розрахунок валів;
 - тепловий розрахунок редуктора (тільки черв'ячного);
 - розрахунок довговічності підшипників, шпонкових з'єднань, корпусних деталей, з'єднувальних та зчіпних муфт, різевих з'єднань.

Пояснювальна записка курсової роботи виконується згідно з ГОСТ 2.105–95 із врахуванням наступних основних вимог щодо змісту розділів та підрозділів:

„Анотація” – відображає короткі відомості про проектування та розрахунки приводу згідно з ТЗ, дається перелік виконаних розрахунків і креслень, узагальнюються основні результати проектування;

„Опис конструкції виробу та його складових частин” – наводяться відомості про будову та призначення приводу, області його використання та конструкції його елементів: двигуна, муфт, пасових та ланцюгових передач, редуктора (коробки передач);

„Розрахунки” – наводяться кінематичні та силові розрахунки редукторів (коробок передач); проектний та перевірний розрахунки зубчастих коліс, валів та їх опор, з’єднань (різьбових, шліцьових, шпонкових з натягом та ін.);

„Вибір електродвигуна” – обґрунтовується залежно від режиму навантаження та вибору типу електродвигуна, його потужність та частота обертання;

„Кінематичний розрахунок приводу, що проектується – виконується розбивка загального передаточного числа приводу на передаточні числа окремих передач, а також обґрунтовується вибір передаточних чисел кожної передачі; визначаються потужність, кутова швидкість та обертальні моменти для кожного вала передач приводу;

„Розрахунок пасової (ланцюгової) передачі” – обґрунтовується вибір матеріалу та типу паса (профіль паса для клинопасової передачі): виконується розрахунок та вибір розмірів та параметрів передачі”;

„Опис взаємодії частин приводу” – описується взаємодія та порядок складання і розбирання окремих складних пристроїв, спосіб регулювання зачеплення передач і осьового зазору, підшипників кочення;

„Вибір типу і конструкції фундаментної плити (рами)” – обґрунтовується вибір, виходячи з економічних міркувань та основних вимог щодо жорсткості її конструкції;

„Вибір сорту мастила і системи змащування зачеплень та підшипників” – обґрунтовується вибір в’язкості мастила на основі досвіду виготовлення та експлуатації вузлів машин, а також рекомендацій теорії змащування;

„Додатки” ПЗ включають, згідно з ГОСТ 2.120–73, компоновку, таблиці, схеми і креслення, формат яких перевищує А3 (297×420 мм);

„Зміст” вміщує в собі найменування всіх розділів й підрозділів (якщо вони мають найменування) з вказівкою номерів сторінок.

Пояснювальна записка до технічного проекту відноситься до текстових документів. Її виконують від руки тушшю чи чорнилом на одній стороні білого паперу формату А4 (297×210 мм), згідно з ГОСТ 2.301–68 основним креслярським шрифтом, згідно з ГОСТ 2.304–81 з висотою літер і цифр 2,5 мм.

Відстань від рамки форми до тексту необхідно залишати на початку сторінки не менші 5 мм. в кінці – 3 мм. Відстань від верхнього і нижнього рядка тексту до верхньої та нижньої рамки форми – не менше 10 мм.

Текст ПЗ ділять на розділи, підрозділи, пункти. Розділи повинні мати порядкові номери у межах всієї ПЗ, які позначають арабськими цифрами з крапкою, наприклад, 1., 2. і т.д. Підрозділи повинні мати нумерацію у межах кожного розділу. Номери підрозділів складаються з номера розділу і підрозділу, розділених крапкою. У кінці номера підрозділу також ставлять крапку, наприклад, 1.1., 1.2 і т.д.

Абзаци відступи у тексті мають бути 15–17 мм. Підкреслювати заголовки не допускається. Кожен розділ пояснювальної записки потрібно починати з нового аркуша.

Сторінки ПЗ нумерують арабськими цифрами. Титульний лист не включають в загальну нумерацію пояснювальної записки.

Таблиці, креслення, схеми, графіки, розміщені на окремих аркушах записки, включають в загальну нумерацію аркушів. Таблицю, рисунок чи креслення, розміри яких більше формату А4, враховують як один аркуш.

Перелік вимог, вказівок, положень, які є у тексті підрозділу чи пункту, позначають арабськими цифрами з дужкою, наприклад, 1), 2), 3) і т.д.

Креслення, графіки, схеми, тобто весь ілюстраційний матеріал, позначаються словом „Рис.” і нумеруються послідовно арабськими цифрами в межах розділу. Номер ілюстрації складається з номера розділу і порядкового номера ілюстрації, розділених крапкою, наприклад, рис. 1.2., рис. 1.3 і т.д. Ілюстрації розміщують так, щоб було зручно розглядати без повороту записки чи з поворотом за годинниковою стрілкою. Вони повинні мати назву та пояснювальні надписи (підрисунковий текст). Назву розміщують над ілюстрацією, пояснювальні дані – під нею. При посиланні на ілюстрацію необхідно дати їй порядковий номер: Рис. 2.1, Рис. 2.2 і т.д., а також варіанти розрахунків необхідно оформляти у вигляді таблиць. Кожній таблиці надають заголовок. Таблиці нумерують послідовно арабськими цифрами у межах розділу, наприклад, таблиця 1.1, таблиця 1.2.

Кожен розрахунок повинен мати заголовок розрахунку, розрахункову схему, розрахункові формули із посиланням на джерела із розшифровкою символів, що входять у формулу.

Формули у ПЗ нумерують у межах розділу. Допускається нумерація формул у межах всієї записки. Номер вказують з правої сторони аркуша на рівні формули в круглих дужках, наприклад, (3.1), (3.2) і т.д. Посилання на формули необхідно вказувати порядковим номером в дужках, наприклад „... у формулі (1.2)”. Пояснення значень символів і числових коефіцієнтів, що входять у розрахункові формули, якщо вони згадуються в тексті вперше, необхідно наводити безпосередньо під формулою з вказанням одиниць величин. Значення кожного символу і числового коефіцієнта необхідно давати з нового рядка. Перший рядок розшифровки необхідно починати із слова „де” без двокрапки після нього. Рівності та формули рекомендується виділяти вільними рядками.

Після розшифрування символів, що входять у формулу, перед підстановкою їх числових значень необхідно зробити запис типу: "підставивши у формулу (2.2) відповідні значення її величин, визначимо допустимі контактні напруження для зубчастих коліс". Розмірність одного і того ж параметра у межах розрахунку має бути однаковою. Розміри, отримані розрахунком, необхідно округлювати до стандартних значень. Математичні знаки без цифр, що зустрічаються у тексті ПЗ, необхідно писати словами, вживання математичних знаків у загальноприйнятному вигляді, наприклад, ($<$), ($=$), ($>$), ($-$), ($+$), ($\%$) та ін., не допускається.

Перелік використаної літератури необхідно розмішувати у порядку появи посилань у тексті записки. Відомості про джерела, що включені до списку, необхідно давати відповідно до вимог ДСТУ 7.1:2006 „Бібліографічний опис творів друку”. Посилання на літературні джерела у тексті ПЗ подаються у вигляді цифр у квадратних дужках, наприклад, [9], що відповідають порядковому номеру джерела у переліку.

Додатки оформляють як продовження ПЗ на наступних його аркушах, розміщуючи їх у порядку посилань у тексті.

1.4.2. Зміст та вимоги щодо оформлення графічної частини курсової роботи

Креслення курсової роботи виконують олівцем на креслярському папері з дотриманням єдиних правил виготовлення та оформлення конструкторської документації, відповідно до встановлених стандартів, які входять в комплекс ЄСКД.

Графічне оформлення креслень повинно відповідати наступним вимогам:

1. Формати аркушів креслень визначають за розмірами ліній обрізання копії відповідно до ГОСТ 2.301–68, наприклад, формату А1 відповідає поле аркуша розмірами (594×841 мм).

2. Масштаби зображень на кресленнях вибирають згідно з ГОСТ 2.302–68. При цьому передбачається, що конструкційну розробку складальних одиниць і креслень їх, як правило, виконують в масштабі 1:1.

3. Літерні позначення величин, наприклад, модуля зубчастого колеса (черв'яка), кількості зубів зубчастого колеса, зірочки і т.д. показують на кресленнях та інших технічних документах відповідно до прийнятих позначень на ці величини.

4. Надписи на кресленнях виконують стандартним шрифтом згідно з ГОСТ 2.304–81.

5. Основні надписи – форма і порядок заповнення, а також положення форматів, повинні відповідати вимогам ГОСТ 2.104–2006.

При виконанні курсової роботи в загальному випадку розробляють креслення загального вигляду приводу, складальні креслення зубчастого, черв'ячного або комбінованого редуктора (коробки передач) автомобіля чи загальномашинобудівного призначення та деяких виробів приводу, а також креслення деталей.

Складальне креслення виконують відповідно до вимог ГОСТ 2.109–73.

Складальне креслення виробу, що розробляється у курсовій роботі, оформляють, дотримуючись таких правил:

- креслення складальної одиниці приводу виконують у масштабі 1:1;

- зображення складальної одиниці, текстова частина і надписи мають надавати повну уяву про конструкцію кожної деталі, що входить до складу складальної одиниці;

- допускається не показувати дрібні конструкційні елементи: фаски, заокруглення, проточки, заглиблення, виступи, накатки та інше;

- під час викреслювання різьбових з'єднань не показують зазори між стрижнем болта (шпильки) і отвором деталі, запаси різьби і запаси глибини свердління;

- якщо на кресленні є ряд однотипових різьбових з'єднань, то скріплювальні деталі, що входять в ці з'єднання, показують в одному-двох місцях кожного з'єднання, а в інших – центровими чи осьовими лініями;

– стандартні підшипники кочення зображують умовно згідно з ГОСТ 2.420–69 та вказують тип і конструктивні особливості.

На складальних кресленнях наводяться такі дані:

- 1) габаритні розміри – довжина, ширина і висота;
- 2) приєднувальні розміри – діаметр і довжина кінців валів, що виступають, розміри шпонок чи позначення шліців, розміри опорних поверхонь, діаметри і координати скріплювальних отворів та ін.;
- 3) основні розрахункові параметри, що характеризують збірну одиницю (наприклад, міжосьову відстань зубчастих (черв'ячних) передач з обмеженими похибками та ін.);
- 4) спряжені розміри – діаметри і посадки на валах зубчастих і черв'ячних коліс, шківів, муфт, підшипників, стаканів, центрувальних буртиків кришок підшипників, позначення шліцьових з'єднань, розміри і посадки шпонкових з'єднань та ін.;
- 5) для найбільшого та найменшого рівня мастила проставляють розмір відповідно від осей коліс до його поверхні;
- 6) технічні вимоги – вимоги щодо точності монтажу: допустимі радіальні та кутові зміщення валів та ін.; вимоги, що визначають якість та точність виготовлення; вимоги до збирання (наприклад, вказують спосіб ущільнення площини рознімання корпусу і кришки редуктора); вимоги щодо експлуатації (наприклад, щодо змащування редуктора – вказують кількість та марки мастила);
- 7) технічна характеристика приводу – передаточне відношення, частота обертання тихохідного вала, найбільший обертальний момент на цьому валу, ступені точності виготовлення зубчастих (черв'ячних) передач та ін.

На складальному кресленні всі складові частини складальної одиниці нумерують відповідно до номерів позицій, що вказані у специфікації. Номери позицій наносять відповідно до вимог ГОСТ 2.109–73.

Креслення деталі виконують відповідно до вимог ГОСТ 2.109–73.

На деталі (призначені керівником курсової роботи), що входять до складу складального креслення редуктора, розробляють креслення. При зображенні деталі на кресленні обмежуються мінімально необхідною кількістю зображень виглядів, розрізів і перерізів, їх виконують згідно з вимогами ГОСТ 2.305–2008. Креслення деталі має мати дані, яким вона буде відповідати перед складанням, тобто ті, які визначають форму, розміри, допустимі похибки розмірів, форми і розміщення поверхонь, шорсткість, марку матеріалу, способи термічної обробки.

Основний вигляд вибирається із врахуванням форми і способів виготовлення деталі. Він повинен давати найбільш повну і чітку уяву про ті форми і розміри, наприклад, деталі, які мають осі обертання (вал, втулка, зубчасте колесо, стакан та ін.) і які прийнято розміщувати так, щоб їх вісь займала горизонтальне положення, тобто положення, паралельне основному напису креслення. Таке зображення, як правило, відповідає положенню деталі при її обробці на верстаті.

Розміри на кресленнях наносять відповідно до вимог ГОСТ 2.307–2011.

Загальна кількість розмірів на кресленні має бути мінімальною, але достатньою для виготовлення та контролю деталі.

В основному написі креслення деталі у графі „Матеріал” вказують матеріал деталі відповідно до позначення, встановленого стандартом на матеріал: найменування матеріалу, марка і номер стандарту чи технічних умов.

На кресленні деталі вказують показники твердості, глибини термічної обробки та інші відомості. Глибину термічної обробки і твердість вказують граничними значеннями „від ... до”, наприклад, 0,5...0,8; HRC 56...63.

Оформлення креслень зубчастих (черв’ячних) коліс і черв’яків, зубчастих (шліцьових) валів, зірочок ланцюгових передач має відповідати вимогам ГОСТ 2.403–75, ГОСТ 405–75, ГОСТ 2.407–75, ГОСТ 2.408–68, ГОСТ 2.409–74. Крім графічного зображення деталі, у правому верхньому куту поля креслення наводять таблицю параметрів зубчастого вінця чи витків черв’яка.

Крім зображення деталі з розмірами і граничними відхиленнями, креслення може мати текстову частину, що складається з технічних вимог і вказівок щодо шорсткості поверхні.

Технічні вимоги, згідно з ГОСТ 2.316–2008, можуть мати:

- вимоги щодо заготовки, наприклад, литі та штампувальні нахили, радіуси, заокруглення та ін.;
- вимоги щодо термічної обробки і поверхневого зміцнення деталей, наприклад, глибина цементації, азотування;
- режим дробоструменевої обробки чи обкатки роликми та ін.;
- вказівки щодо антикорозійних чи декоративних покриттів, наприклад, фарбування, хромування, нікелювання та ін.;
- вимоги щодо механічної обробки деталі, наприклад, похибки розмірів, форми і взаємного положення поверхонь, якщо вони не вказані на кресленні умовними знаками (конусність, овальність, паралельність, перпендикулярність, радіальне і торцеве биття і тощо).

Позначення конструкторських документів проекту виконують відповідно до вказівок, що містяться у навчальному посібнику [7].

Документація курсової роботи складається в папку, на лицьову сторону якої наклеюють титульний лист, виконаний на листі формату А4 за формою, наведеною в Додатку 2. Папка з документацією курсової роботи має мати опис розміщених в ній документів згідно з [7].

1.5. Питання для самоконтролю знань в період виконання курсової роботи

1. Значення та задачі дисципліни „Деталі машин і ПТО” для практичної діяльності інженера.

2. Призначення механічного приводу і його основні елементи.

3. Взаємозв'язок між потужністю, кутовою швидкістю і обертальним моментом на валах проєктованого пристрою.

4. Призначення складальних одиниць, деталей редуктора, муфти, рами. (Вміти показати будь-яку проєкцію деталей, пояснити особливості їхніх форм, перерізів, умовного зображення тощо).

5. Матеріали та термообробка деталей механічного приводу.

6. Визначення ККД механічного приводу та кожної його частини.

7. Визначення передаточного відношення приводу, ступенів і чому так проведене його розподілення за ступенями.

8. Вибір електродвигуна, його параметри та габарити.

9. Які умови міцності застосовуються під час розрахунків зубчастих коліс, валів, з'єднань, муфти тощо?

10. Вміти розраховувати на міцність і жорсткість цих деталей.

11. Де і як враховуються короткочасні пускові перевантаження?

12. Визначення геометричних параметрів зубчастих (черв'ячних) передач і їхніх елементів.

13. Які вимоги ставляться до мінімального значення міжосьової відстані?

14. Взаємозв'язок між модулем зубців, кількістю зубців, кутом їхнього нахилу та міжосьовою відстанню.

15. Пояснити порядок розрахунків зубців за контактною міцністю та їх перевірку на згин.

16. Як забезпечується співвісність валів у співвісних редукторах?

17. Вибір кількості зубців шестірень (кількості заходів черв'яків) і коліс.

18. Визначення зусиль у зачепленні (точка прикладання, напрямки і модуль).

19. Геометричний і кінематичний розрахунок пасової передачі.
20. Зусилля у вітках пасів і навантаження на вали.
21. Особливості монтажу шківів та експлуатації пасових передач.
22. Тягова здатність і ковзання пасових передач.
23. Вибір стандартних приводних ланцюгів.
24. Конструкції та розрахунки ланцюгових передач.
25. Особливості монтажу ланцюгових передач.
26. Розрахунок валів на міцність, жорсткість та їхнє конструювання.
27. Перевірні та уточнювальні розрахунки валів.
28. Вибір стандартних з'єднань та їхні перевірі розрахунки (шпонкових, різьбових, штифтових, пружних тощо).
29. Пояснити вибір і розрахунки підшипників, їхній монтаж на валах і в корпусі редуктора.
30. Визначення еквівалентного навантаження підшипників.
31. Методика вибору відстані між підшипниками.
32. Пояснити вибрані конфігурації валів і їх частин.
33. Особливості складання шевронних передач.
34. Масщення передач, підшипників. Вибір мастила, його кількості, способи заливання, заміни та контролю рівня мастила.
35. У чому полягає тепловий розрахунок черв'ячних передач?
36. Вибір, розрахунок і конструкційні особливості заданої муфти.
37. Конструювання рам або плит для монтажу механічного приводу. Вибір арматури.

1.6. Перелік питань для підготування до захисту курсової роботи

1. Будова та призначення редукторної установки:
 - назва та призначення деталей і складальних одиниць, що входять до механічного приводу;
 - технічні характеристики редукторної установки.
2. Будова та призначення редуктора, відкритої зубчастої передачі, ланцюгової та пасової передачі:
 - призначення та застосування редукторів (відкритих зубчастих, ланцюгових і пасових передач);
 - конструкційні особливості частин механічного приводу (редуктора та передачі);
 - назва, призначення та конструкційні особливості деталей і складальних одиниць редуктора;
 - обґрунтування способів масщення зубців коліс і підшипників;

- обґрунтування вибору прийнятих підшипників, посадок закріплення деталей на валах редуктора;

- фіксування в осьовому напрямку валів (черв'яків) на опорах, коліс (шківів і зірочок) на валах.

3. Будова та призначення муфти:

- призначення, принцип роботи та конструкційні особливості застосування муфти;

- назва, призначення та розрахунок деталей муфти;

- способи закріплення півмуфт на валах.

4. Призначення, будова та розробка рами редукторної установки. Конструкційні особливості запроєктованої рами та способу закріплення електродвигуна і редуктора.

5. Визначення загальної характеристики редуктора:

- передаточне число, коефіцієнт корисної дії редуктора;

- потужність, кутові швидкості та обертальні моменти на валах.

6. Види деформацій елементів приводу при передачі потужності (зубів зубчастих коліс і зірочок, ланцюгів, пасів, валів тощо).

7. Циліндричні зубчасті передачі. Визначити:

- нормальний і коловий модулі зубців;

- числа зубців шестірні та колеса;

- висоти головки, ніжки зубця та повну висоту зубця, радіальний зазор і товщину зубця;

- діаметри ділильні (початкові), вершин і впадин для шестірні та колеса;

- ширини зубчастих вінців колеса і шестірні;

- міжосьову відстань за модулем і числами зубців;

- кути нахилу зубців;

- зусилля у зачепленні зубчастих коліс передачі.

8. Конічні зубчасті передачі. Визначити:

- зовнішній і середній колові модулі зубців та зв'язок між ними;

- числа зубців шестірні та колеса;

- висоти головок, ніжок зубців і повні висоти зубців;

- середні ділильні діаметри шестірні та колеса;

- ширину зубчастого вінця;

- кути (ділильних конусів, головок і ніжок зубців, конусів вершин і впадин);

- зусилля у зачепленні.

9. Черв'ячні передачі. Визначити:

- модулі черв'яків і черв'ячних коліс;

- числа заходів черв'яків і числа зубців черв'ячних коліс;

- коефіцієнт діаметра черв'яка і радіальний зазор у зачепленні;

- висоти головок, ніжок гвинтової нарізки черв'яка та зубців черв'ячного колеса і повні їхні висоти;
 - діаметри ділильні, вершин і виступів черв'яка і черв'ячного колеса;
 - зовнішній (максимальний) діаметр черв'ячного колеса;
 - довжину черв'яка, ширину черв'ячного колеса;
 - міжосьову відстань за модулем, числом зубців і коефіцієнтом діаметра черв'яка;
 - зусилля у зачепленні.
 - жорсткість черв'яка;
 - тепловий розрахунок черв'ячної передачі.
10. Визначити для пасової передачі:
- геометричні параметри (діаметри шківів, кути обхвату, довжину паса тощо);
 - зусилля у вітках паса та навантаження на вали;
 - напруження у пасі.
11. Ланцюгові передачі. Визначити:
- геометричні параметри ланцюга та зірочок;
 - зусилля у ланцюгу під час передачі потужності;
 - напруження валиків, втулок, пластин тощо.
12. Розрахунки валів, підшипників. Визначити:
- діаметри характерних ділянок валів (вихідні ділянки, ділянки під колесами);
 - реакції в опорах і згинальні та крутні моменти в перерізах валів (побудувати епюри моментів);
 - напруження та коефіцієнт запасу міцності у будь-яких перерізах валів;
 - еквівалентне навантаження підшипників;
 - довговічність підшипників.
13. Розрахунки шпонкових, різьбових з'єднань.
14. Розрахунки муфт. Визначити:
- обертальний момент, що передає муфта;
 - сили, що діють на елементи муфти;
 - напруження, що виникають у небезпечних перерізах деталей муфт.

1.7. Захист та оцінювання курсової роботи

Завершальним етапом проектування є захист студентом самостійно виконаної курсової роботи. До захисту викладач-консультант допускає студентів, що мають підписані всі аркуші графічної частини роботи та виконану за відповідними вимогами

пояснювальну записку (текстову частину). Для проведення захисту курсових робіт кафедрою призначається комісія із 2–3 викладачів.

Під час захисту студент коротко доповідає про зміст завдання та його реалізацію в даній роботі. Потім відповідає на запитання членів комісії. При цьому студент має добре орієнтуватися в текстовій і графічній частинах курсової роботи. Студент повинен **уміти**: *пояснити* будову, призначення та можливі галузі застосування запроєктованого виробу, його конструкційні особливості; *сформулювати* основні вимоги, що ставляться до розроблених конструкцій механізмів і машин; *обґрунтувати* конструкційні та технологічні вирішення, вибір матеріалів і термообробку основних деталей; *орієнтуватися* вільно в кресленнях і пояснювальній записці; *пояснити* особливості конструкцій деталей і складальних одиниць, методики та виконання розрахунків основних елементів, порядок складання та демонтажу виробів, послідовність передавання навантажень від одної деталі до іншої, способи мащення поверхонь тертя, конструювання деталей і компоновання складальних одиниць, що входять у проект тощо.

Оцінка за курсову роботу включає оцінювання знань студента, що показані при захисті роботи, якість графічної частини та пояснювальної записки, а також ураховується дотримання графіка проектування.

Примітка. На кафедрі автомобілів і механіки технічних систем, оцінювання проекту здійснюється за 100-бальною шкалою. Загальна кількість балів розподіляється за такими етапами виконання проекту:

- виконання та підписання аркушів і пояснювальної записки – 30 балів (кожний вчасно виконаний аркуш і записка оцінюються у 5 балів);
- якість графічної частини – 12 балів;
- якість пояснювальної записки – 8 балів;
- захист проекту – 50 балів.

Прийнята методика оцінювання має за мету стимулювати систематичну роботу студентів над курсовою роботою і сприяти покращенню знань майбутніх фахівців.

2. ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ

2.1. Призначення приводу

Будь-яка сучасна машина складається із робочих органів і приводу.

Привід – це двигун і передача (трансмсія). Приводи можуть мати передачі наступних типів: зубчасті – циліндричні, конічні, планетарні, хвильові, черв’ячні, ланцюгові, тертя – пасові, фрикційні. Основні параметри механічних передач наведені в табл. 2.1.

Правильний вибір типу приводу, його раціональне компоновання та проектування визначають можливість одержання найбільш оптимальних техніко-економічних і експлуатаційних характеристик майбутніх машин.

У більшості машин (транспортних, різного верстатного обладнання, засобів механізації технологічних ліній та ін.) рух робочих органів обертальний. В приводах багатьох машин можна використовувати різні стандартні двигуни – електричні та внутрішнього згоряння.

Тип двигуна вибирають із врахуванням: призначення механізму чи машини, яку проектують; типу приводу; наявності того чи іншого джерела енергії; значення використаної потужності; обмежень за масою, габаритними розмірами і умовами роботи машини; режиму роботи приводу, тобто призначення машини зумовлює основні вимоги до приводу, специфіку його роботи і параметричні характеристики.

Як джерело енергії приводу автомобіля, розповсюдження одержали різні типи двигунів внутрішнього згоряння з числом циліндрів від 4 до 12 з V-подібним чи рядним їх розміщенням, марок наведених в [8].

Як приводи механізмів і машин загально-машинобудівного призначення, найбільше розповсюдження одержали електричні трифазні асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором серій 4А або АІ [9]. Їх перевагами при порівнянні з двигунами інших типів є простота конструкції та обслуговування, вища експлуатаційна надійність та відносно низька вартість. Характеристики, розміри, структура позначення двигунів серії 4А, найчастіше вживаних в курсовому проектуванні наведені в [1; 2; 15].

Таблиця 2.1

Орієнтовні значення основних параметрів механічних передач

Передачі	Передаточне відношення, u	ККД, η	Відносні габаритні розміри	Відносна маса	Відносна собівартість
Зубчасті: циліндричні	3...6,3	0,95...0,98	1	1	1
конічні	2...6,3	0,95...0,97	2	1,2...1	1,7...2,2
планетарні A^3_{lh}	3...9	0,95...0,97	0,7...1	0,93...0,73	1,5...1,25
планетарні B^3_{lh}	9...16	0,94...0,96	0,8...1,1	0,95...0,8	1,6...1,3
хвильові u^2_{h1}	80...315	0,7...0,9	0,5...0,6	0,05...0,15	1,7...1,5
Черв'ячні: при передаточному відношенні: 8...14	8...14	0,8...0,9	1...1,6	1,04	1,55...1,4
14...30	14...30	0,75...0,85	1...1,6	1,04	1,55...1,4
>30	30...80	0,7...0,8	1...1,6	1,04	1,55...1,4
Ланцюгові	2...6	0,92...0,95	1...1,6	0,25	0,35...0,2
Пасові (тертям)	2...4	0,94...0,96	5...4	0,4...0,5	0,3...0,2
Зубчато-пасові	2...5	0,96...0,98	2,5...3	0,3	0,8...0,2
Фрикційні	2...6	0,85...0,95	1,5...2	1,5	0,8

Примітка: Відносні габаритні розміри, маса і вартість визначаються за відношенням до одноступінчастої зубчастої передачі

2.2. Типи приводів

Приводи можна поділити на три групи:

- з постійним передаточним відношенням окремих передач (редуктори, пасові та ланцюгові передачі тощо), а отже, з усталеною частотою обертання приводного вала;
- із ступінчасто-змінним передаточним відношенням окремих передач (коробки передач або швидкостей, ступінчасті шківів, змінні колеса тощо), а отже, зі ступінчасто-змінною частотою обертання приводного вала;
- з плавно змінюваним передаточним відношенням окремих передач (варіатори), а отже, з безступеневою зміною частоти обертання приводного вала.

2.2.1. Привід з редуктором

Для приводу, який включає окремі передачі або групи передач у поєднанні із зубчастим редуктором, уточнюють загальне передаточне число $u_{заг}$ приводу.

Подальше уточнення передаточного відношення приводу і розподіл його по окремих передачах (ступенях) виконуються при проектуванні відповідних передач.

При поділі передаточного відношення одноступінчастого редуктора і окремих передач привода необхідно виходити із (найбільш доцільних) значень, наведених в табл. 2.2.

При поділі передаточного числа редуктора зі ступенями може бути використаний ряд умов:

- отримання мінімального значення суми міжосьових відстаней;
- однакове занурення коліс на окремих ступенях у масляну ванну;
- рівномірність робочих поверхонь зубів коліс на окремих ступенях при заданому відношенні міжосьових відстаней
- отримання мінімальних розмірів і маси зубчастих коліс в залежності від термообробки (рис. 2.1);

Таблиця 2.2

Рекомендовані передаточні числа передач u приводу

Елемент приводу	u (u_{max})	
	Передача	
	закрита	відкрита
Передача циліндрична зубчаста • ступінь швидкохідний • ступінь тихохідний • ступінь шевронн	3,1...5,0 (8) 2,5...4,0 (6,3) 3,0...5,0 (8)	4,0...7,0 (12)

Передача конічна зубчаста		3,0...5,0 (7)
• прямозуба	2,0...3,0 (7)	
• косозуба	4,0...6,0 (5)	

Продовження таблиці 2.2

Передача черв'ячна з числом заходів черв'яка z_1		
• несамогальмівна $z_1 = 1$	28...50 (80)	
$z_1 = 2$	14...40 (60)	
$z_1 = 4$	8,0...30 (40)	
• самогальмівна $z_1 = 1$	28...50 (80)	
Ланцюгова	2,0...6,0 (8)	
Фрикційна	2,0...6,0 (8)	
Пасова		
• плоско пасова	2,0...4,0 (6)	
• клинопасова		
поліклинопасова, зубчаста	2,0...5,0 (7)	

Примітка:

Стандартні значення передаточних чисел редукторів потрібно вибирати з єдиного ряду (допустиме відхилення від номінального значення $u \pm 4\%$): 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 335; 400.

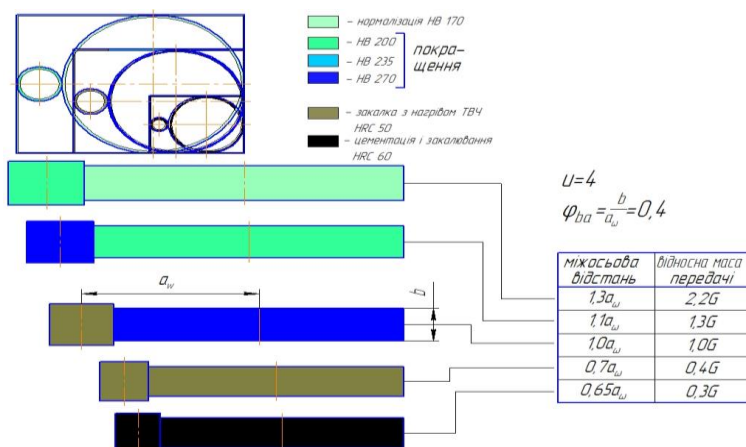


Рис. 2.1. Залежність розмірів і маси прямозубої передачі від термообробки

Передаточні числа одноступінчастих редукторів, що проектується, беруться за ГОСТ 21426–75. Рекомендації для поділу загального передаточного числа двоступінчастих редукторів на передаточні числа швидкохідного $u_{ш}$ і тихохідного $u_{т}$ ступенів та передаточні числа триступінчастого редуктора поділяють поміж швидкохідним $u_{ш}$, проміжним $u_{пр}$ і тихохідним $u_{т}$ ступенями відповідно з рис. 2.2. і табл. 2.3. Стандартні значення передаточних чисел використовуються при конструюванні редукторів серійного та масового виробництва.

Поділ передаточного числа можна одержати на основі рекомендацій, наведених у [1].

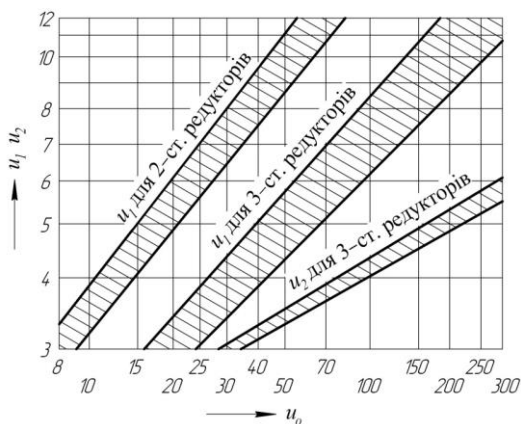


Рис. 2.2. Рекомендації щодо поділу загального передаточного числа циліндричного редуктора на передаточні числа окремих ступенів для дво- і триступінчастих редукторів

Таблиця 2.3

Рекомендовані значення передаточних чисел для приводів і багаступінчастих редукторів

Одноступінчасті редуктори і передачі		Значення передаточних чисел (табл. 2.2)
Циліндричні редуктори	двоступінчасті	$u_{заг} = 7,0...45$; ($u_{заг\ max} \leq 55$) (рис. 2.2); ($u_1 > u_2$; $u_1 \approx (1,2...1,25)$; $\sqrt{u_{заг}}$; $\psi_{bd\ 1} < \psi_{bd\ 2}$)
	триступінчасті	$u_{заг} = 30...200$; ($u_0\ max \leq 300$) (рис. 2.2); ($u_1 > u_2 > u_3$; $\psi_{bd\ 1} < \psi_{bd\ 2} < \psi_{bd\ 3}$)
	багаступінчасті	$u_{заг} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots$

		$(u_1 > u_2 > u_3; \quad \psi_{bd\ 1} < \psi_{bd\ 2} < \psi_{bd\ 3})$
--	--	---

Продовження таблиці 2.3

Одноступінчасті редуктори і передачі		Значення передаточних чисел (табл. 2.2)
Конічно-циліндричні редуктори	двоступінчасті	$u_{заг} = 6,3...31,0; (u_{пк} < u_{пц};$ $u_{пк} \approx 0,9 \cdot \sqrt{u_{заг}}$
	триступінчасті	$u_{заг} = 20...160; (u_{пк} < u_{пц\ 1};$ $u_{пц\ 1} > u_{пц\ 2})$
Черв'ячні редуктори	одноступінчасті	$u_{заг} = 8,0...80$
	двоступінчасті	$u_{заг} = 100...4000$
Привід з використанням пасової передачі і циліндричного редуктора		$u_{пп} \approx 0,8 \cdot u_{пц}$

2.2.2. Привід з коробкою зміни передач

В коробках передач (швидкостей) різні швидкості вихідного вала одержують внаслідок почергового зачеплення різних пар зубчастих коліс. Це досягається за допомогою пересувних коліс або зчепленням коліс з валом за допомогою зчепних муфт (синхронізаторів). Частоти обертання валів коробок передач представляють собою геометричний ряд із знаменником прогресії φ . Тому, якщо мінімальна частота обертання вала n_1 , то інші частоти обертання:

$$n_2 = n_1 \cdot \varphi; \quad n_3 = n_1 \cdot \varphi^2; \quad n_4 = n_1 \cdot \varphi^3 = n_3 \cdot \varphi; \quad \dots; \quad n_i = n_1 \cdot \varphi^{i-1} = n_{i-1} \cdot \varphi.$$

Звідси

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{n_3}{n_2} = \dots = \frac{n_i}{n_{i-1}} = \varphi$$

Загальні передаточні числа приводу з коробкою швидкостей також є геометричним рядом із знаменником прогресії. Найчастіше використовуються значення $\varphi = 1,41; 1,34; 1,25; 1,18$.

В коробках передач окремі передачі можуть бути знижувальні та підвищувальні. В цих випадках для кінематичних розрахунків замість передаточного числа u беруть передаточне відношення i . Передаточне відношення при знижувальній передачі буде більшим, а при підвищувальній – меншим одиниці. Граничні значення для передаточного відношення в коробках передач беруть $0,5 < u < 4$.

Для того, щоб мати можливість вибрати більший модуль зубів, а також одержати діаметри коліс, досить великі по відношенню до діаметра вала, треба брати для пересувних коліс $u = 2,5 \dots 3$.

Поділ загального передаточного числа приводу з коробкою передач необхідно проводити для найменшої частоти обертання вихідного вала. При цьому передаточне число пересувних коліс буде найбільшим: $u_1 = u_{\max}$ (його вибирають за рекомендаціями [11]). Передаточні відношення пар коліс, що зачеплені, послідовно, на наступних ступенях одержують діленням $u_1 = u_{\max}$ на $\phi, \phi^2, \phi^3, \dots$:

$$u_2 = \frac{u_1}{\phi}; \quad u_3 = \frac{u_1}{\phi^2}; \quad \dots; \quad u_i = \frac{u_1}{\phi^{i-1}}.$$

Коробки передач можуть бути оснащені пристроями, що уможливають їм працювати при усталеному обертальному моменті на вихідному валу або при усталеній потужності електродвигуна. У першому випадку електродвигун вибирають за потужністю, яка відповідає найбільшій частоті обертання вихідного вала. При усталеній потужності електродвигуна обертальний момент на вихідному валу буде збільшуватись із зменшення частоти обертання вихідного вала. В цьому випадку розрахунок на міцність проводять при найменшій частоті обертання вихідного вала.

2.2.3. Привід з варіатором

У приводі з варіатором, в якому разом з пониженням частоти обертання може відбуватися і її підвищення, для розрахунків використовують передаточне відношення. При постійній частоті обертання електродвигуна $n_{\text{дв.}}$ частота обертання вихідного вала змінюється від $n_{\min}$ до $n_{\max}$. Передаточне відношення приводу змінюється відповідно від

$$u_{\text{заг. max}} = \frac{n_{\text{дв.}}}{n_{\min}} \quad \text{до} \quad u_{\text{заг. min}} = \frac{n_{\text{дв.}}}{n_{\max}}$$

Ступінь зміни частоти обертання вихідного вала визначає діапазон регулювання

$$D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{u_{\max}}{u_{\min}}$$

Поділ загального передаточного відношення приводів з варіатором можна проводити за рекомендаціями [12].

2.3. Послідовність розрахунку приводів

2.3.1. Особливості розрахунку приводу при проектуванні

На відміну від розрахунків, які виконують студенти при вивченні попередніх дисциплін (теоретичної механіки, опору матеріалів, теорії механізмів і машин та ін.), розрахунки в курсі „Деталі машин і ПТО” виконують для конкретних конструкцій деталей і складальних одиниць із врахуванням їх конструкційних особливостей, властивостей матеріалу, умов експлуатації, характеру навантажень, технологічних особливостей виготовлення та багатьох інших чинників, які впливають на працездатність деталей і машин в цілому. Встановити строгі теоретичні залежності, які враховують одночасно вплив усіх перерахованих чинників, неможливо (наприклад, оцінити напружений стан вала в зоні впливу галтелі, шпонкової канавки із врахуванням впливу посадки шестерні, виду термообробки, шорсткості поверхні, коливань навантаження тощо). Тому при практичних розрахунках деталей машин використовують методи так званих інженерних розрахунків, в яких, поряд з теоретичними широко використовуються емпіричні залежності, які установлені на основі практики експлуатації та дослідних даних. Як правило, ці залежності мають характер рекомендацій і в літературі наводяться у вигляді формул, графіків, таблиць.

Необхідність врахування великої кількості чинників зумовлює використання у деяких випадках при розрахунках такого прийому, як попереднє, приблизне (орієнтовне) оцінювання тих чи інших параметрів деталі, вибір (призначення) за ними інших параметрів, а потім перевірка оптимальності отриманого результату (відповідності сукупності рекомендацій).

Наприклад, при проектному розрахунку вала, коли ще невідомі місця прикладення навантажень, розташування опор та інші конструкційні елементи, попередньо оцінюють діаметр вала з розрахунку тільки на кручення при так званих знижених допустимих напруженнях за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (2.1)$$

де T – обертальний момент на валу, Н·м;

$[\tau]$ – допустимі напруження кручення, МПа.

Далі розробляють конструкцію вала, тобто виконують компонування, призначають усі конструкційні елементи (шпонкові канавки, проточки, упорні торці тощо), типорозміри і розташування підшипників, враховують розміри з'єднувальних муфт тощо. Потім виконують перевірний розрахунок вибраної конструкції, визначаючи дійсний коефіцієнт запасу міцності із врахуванням впливу всіх чинників.

У випадку невідповідності розрахункових значень кінцевим вимогам рекомендацій аналізують хід розрахунку (характер розрахункових залежностей), задаються іншими параметрами, змінюючи їх значення так, щоб результат розрахунку наблизити до позитивного, і повторюють розрахунок.

Необхідність повторення розрахунку (уточнення значення деяких параметрів) виникає також у випадку вибору стандартних значень інших параметрів (модуля, міжосьової відстані, діаметрів валів під підшипники та ін.).

Наприклад, якщо у розрахунку клинопасової передачі при раніше прийнятих міжосьовій відстані і діаметрах шківів розрахункова довжина паса відрізняється від стандартної, беруть найближче із стандартних значень і уточнюють міжосьову відстань.

Потрібно також врахувати, що наведені в літературі деякі рекомендації носять орієнтовний характер, і при невдалому, якщо немає додаткових вказівок, виборі деяких параметрів з досить широкого діапазону значень можна отримати негативні результати і по інших параметрах, що з ними пов'язані. В цьому випадку необхідно змінити введені в розрахунок величини і повторити розрахунок до отримання позитивного результату по всіх параметрах.

Наприклад, очевидно, що при виборі коефіцієнта ширини шестерні $\psi_{bd} = b_w / d$ з рекомендованих значень 0,25...1,1 можна отримати конструкції коліс, що значно відрізняються. Не завжди виправданий вибір середніх значень. В таких випадках потрібно використовувати рекомендації ГОСТ 21354–87, що враховують принцип вибору.

У всіх випадках в процесі розрахунку необхідно слідкувати, щоб при виборі чи конструктивному призначенні одних параметрів були приведені у відповідність пов'язані з ними інші параметри передачі.

Позитивні результати розрахунку є основним показником оптимальності конструкцій, що розробляються. Однак при роботі над курсовим проектом необхідно враховувати, що процеси розрахунку і конструювання органічно взаємопов'язані: параметри, що отримані розрахунком, переносяться на креслення і навпаки, прийняті

конструктивно в процесі конструювання, закладаються в розрахунок і використовуються для його продовження.

Дуже поширена методична помилка, коли студент (за прикладом попередніх теоретичних курсів) вважає, що відразу все від початку до кінця можна порахувати, а потім результати розрахунку втілити в креслення і, як наслідок, багато часу приділяють розрахунку, в який, як потім виявляється, необхідно вносити значні зміни за результатами конструювання. Практика показує, що чим раніше за результатами попередніх розрахунків основних параметрів студент приступає до виконання компоновання та креслення, тим успішніше він виконує завдання. При відсутності досвіду проектування тільки креслення показує наочність розрахункових результатів і тільки з придбанням такого досвіду виправданий відступ від запропонованої методики. Орієнтовно можна вважати, що повно виконаний попередній розрахунок складає не більше 10–12 % загальної трудомісткості курсової роботи.

Розрахунки необхідно супроводжувати викресленням ескізів і схем.

У пояснювальній записці повинні бути такі ескізи:

- схема трансмісії автомобіля-прототипу;
- схема вибраного електродвигуна із вказанням габаритних, установних та приєднувальних розмірів;
- кінематична схема спроектованого приводу з позначенням елементів згідно з ГОСТ 2.770–68;
- схеми пасових, ланцюгових передач, що розраховуються;
- ескізи шківів (зірочок) спроектованої пасової (ланцюгової) передачі, на яких вказують основні конструкційні параметри;
- розрахункові схеми валів передач приводу з епюрами моментів.

Оформляють розрахунки згідно з вимогами, які наведено в п.14.1, [7].

2.3.2. Рекомендована послідовність та особливості розрахунку основних елементів передачі

Отримавши завдання, необхідно добре зрозуміти кінематичні та конструктивні зв'язки між елементами приводу в сукупності із заданими вихідними параметрами, з рекомендованої літератури [14–17]. Ознайомитись із існуючими типовими конструкціями одноступінчастих (див. дод. 3), і багатоступінчастих редукторів-прототипів [4; 5], та їх особливостями.

Розрахунок передач залежить від виду завдання і його рекомендується проводити у такій послідовності:

- розрахунок відкритої зубчастої передачі;
- розрахунок закритого редуктора та коробки передач (спочатку тихохідна ступінь, яка найбільш навантажена і така, що визначає в основному габарити всього редуктора, а потім – швидкохідна);
- розрахунок ланцюгової чи пасової передачі;
- розрахунок передачі гвинт-гайка кочення.

При такій послідовності легше забезпечити вихідне значення передаточних відношень [9, 12, 20, 21].

Режими роботи коробок передач і редукторів, якщо він не вказаний у ТЗ, вказуються викладачем і вибираються студентом за даними [18] чи відповідно до експлуатаційного режиму завантаження зубчастої передачі, близько до одного з режимів наведених в [19].

Можливий варіант роботи коробки передач і редукторів при усталеному режимі.

ТЗ містить графік навантаження, який потрібно використати в таких розрахунках:

- визначення коефіцієнта концентрації навантаження в зубчастих передачах;
- визначення еквівалентного числа циклів навантажень зубчастих коліс;
- визначення еквівалентного навантаження на підшипниках кочення;
- перевірний розрахунок зубчастих передач на статичні допустимі навантаження;
- вибір коефіцієнта навантаження при розрахунку пасових передач;
- вибір коефіцієнта навантаження та запасу зчеплення при розрахунку муфт.

На графіку навантаження в завданнях подан обертовий момент T , що відповідає найбільшому навантаженню приводу при усталеному русі. Також наведене короткочасне перевантаження приводу, яке рівне відношенню початкового пускового обертового моменту $T_{\text{пуск}}$ до номінального T_n .

Пускове навантаження приводу визначається обертовим моментом електродвигуна при запуску і динамічною характеристикою приводу, і залежно від цих чинників може змінюватися в межах:

$$T_c < T_{\text{пуск}} < T_{\text{max}},$$

де T_c – статичний опір в приводі;

T_{max} – максимальний обертовий момент, що розвиває двигун у період пуску.

Тривалість окремих рівнів навантаження дається як сумарний час у частинах від загального робочого часу за повний строк служби у деяких завданнях також наведений сумарний час за добу (у годинах) для окремих рівнів навантаження.

Загальний календарний час роботи приводу, годин:

$$T_{\Sigma} = 24 \cdot K_{доб} \cdot 365 \cdot K_{річн} \cdot L, \quad (2.2)$$

де $K_{доб}$ – коефіцієнт завантаження за добу, годин;

$K_{річн}$ – коефіцієнт завантаження за рік, днів;

L – повний строк служби, рік.

Короткочасні навантаження, в тому числі і пускові, якщо сумарна тривалість, їхньої дії менша 3 % сумарного робочого часу, при розрахунках деталей машин на втомну міцність не враховують і на графіку не наводять. Це відноситься до зубчастих коліс, підшипників кочення та ін. За розрахункове навантаження беруть максимальне робоче навантаження. Але в цих випадках, поряд з розрахунком на втомну міцність, потрібна перевірка (розрахунок) на статичну міцність при дії короткочасних пікових навантажень.

При проектуванні муфт за розрахунковий момент T_p беруть:

$$T_p = T_n K_p \quad (2.3)$$

де T_n – номінальний довгодіючий момент;

K_p – коефіцієнт режиму роботи.

У запобіжних пристроях для зменшення навантаження на деталі розрахунковий момент має якнайменше перевищувати робочий момент, щоб запобігти при цьому спрацюванню запобіжного пристрою при стиску. Робочий момент має бути рівним:

$$T_p = (1,1 \dots 1,2) T_{пуск}$$

В курсових завданнях передбачається обсяг випуску: індивідуальний (5–10 шт. за рік) та масовий. Ці дані необхідно врахувати при визначенні матеріалів, з яких можуть виготовляти відповідні деталі приводу, а також при виборі типу конструкцій елементів приводу, їх технології виробництва і затрат на виготовлення.

До основних характеристик передачі відносяться потужність на ведучому (швидкохідному) $P_{ш}$ і веденому (тихохідному) $P_{т}$ валах і, відповідно, частоту обертання швидкохідного $n_{ш}$ і тихохідного $n_{т}$ валів. Ці характеристики мінімально і достатньо необхідні для проведення проектного розрахунку. Крім основних характеристик, при

розрахунках використовують і похідні: передаточне число u ; ККД – η ; обертальні моменти (Н·м) на ведучому і веденому валах – $T_{ш}$ і T_r відповідно; колову швидкість (м/с) ведучої $v_{ш}$ і веденої v_r ланок; колову силу F_t (Н) передачі та інші.

Передаточне відношення механічної передачі – це відношення кутової швидкості ведучої ланки до кутової швидкості веденої ланки. Передаточне відношення визначають у напрямку потоку потужності від ведучої ланки до веденої та позначають i , розрахункова формула у зв'язку з цим має вигляд;

$$i = \frac{n_{ш}}{n_r} = \frac{\omega_{ш}}{\omega_r}, \quad (2.4)$$

Якщо кінематична характеристика виражається відношенням кількості зубів більшого колеса до кількості зубів меншого колеса, то це називають **передаточним числом**, тоді формула 2.4 буде мати вигляд:

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.5)$$

Передаточне число, на відміну від передаточного відношення, завжди додатне і не може бути менше одиниці.

Зауваження: оскільки в даному посібнику розглядаються тільки знижувальні передачі, то передаточне відношення і передаточне число будуть мати значення більше одиниці – ці дві характеристики механічних передач в подальшому будемо позначати символом u .

Якщо частота обертання веденого вала не задана в явній формі, то її знаходять через інші задані параметри приводу. Так, при заданій швидкості стрічки (ланцюга) v конвеєра (м/с) і діаметрі D барабана (зірочки), (мм):

$$n_r = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{\pi \cdot D}. \quad (2.6)$$

Якщо заданий крок тяглового ланцюга p (мм) і число зубів зірочки z , то спочатку визначають діаметр діляльного кола зірочки:

$$D_o = \frac{p}{\sin(180/z)}, \quad (2.7)$$

а потім за формулою (2.6) – частоту обертання веденого вала.

Оскільки привід, як правило, комплектується із декількох передач, то

$$u_{\text{заг}} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n \quad (2.8)$$

де $u_1, u_2, \dots, u_n$ – значення передаточних відношень окремих передач, що входять в загальну схему приводу

Значення передаточних відношень різних типів механічних передач наведені в табл. 2.2.

Якщо в технічному завданні потужність на веденому валу задана не в явній формі, наприклад, вказані тягова сила F , (H) і швидкість v , (м/с) стрічки конвеєра, то

$$P = F \cdot v, \text{Вт} \quad (2.9)$$

При розрахунку приводу часто використовують наступні залежності між різними параметрами:

– вираження кутової швидкості ω (с^{-1}) через частоту обертання n (хв. $^{-1}$)

$$\omega = \pi \cdot n / 30; \quad (2.10)$$

– вираження обертального моменту T (Н·м) через потужність P (Вт) і частоту обертання n (хв. $^{-1}$)

$$T = 9,55 \cdot \frac{P}{n}, \quad (2.11)$$

або через потужність P (Вт) і кутову швидкість ω (с^{-1}):

$$T = P / \omega; \quad (2.12)$$

зв'язок між моментами на ведучому $T_{\text{ш}}$ і веденому $T_{\text{т}}$ валах передачі через передаточне відношення u і ККД η

$$T_{\text{т}} = T_{\text{ш}} \cdot u \cdot \eta. \quad (2.13)$$

Для двоступінчастого редуктора:

$$u_{\text{ред}} = u_{\text{ш}} \cdot u_{\text{т}}, \quad (2.14)$$

де $u_{\text{ш}}, u_{\text{т}}$, – передаточні числа швидкохідного та тихохідного ступенів редуктора (коробки передач)

Для визначення розрахункової потужності на валу електродвигуна за номінальною потужністю на вихідному (веденому) валу приводу використовують залежність:

$$P_{\text{дв п}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta_{\text{заг}}}, \quad (2.15)$$

де η – загальний ККД приводу.

Орієнтовно визначають загальний ККД приводу:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_m^n \cdot \eta_{\text{оп}}^m, \quad (2.16)$$

де η_1, η_2 – ККД окремих передач (зачеплень)

η_m^n – ККД муфти;

$\eta_{\text{оп}}^m$ – ККД, що враховує втрати в опорах;

n – кількість муфт;

m – кількість валів або пар підшипників

Рекомендовані коефіцієнти корисної дії (ККД) η елементів механічних передач наведені в табл. 2.4

Таблиця 2.4

Рекомендовані коефіцієнти корисної дії (ККД) η елементів передач

Елемент приводу	η %	
	Передача	
	закрита	відкрита
Передача циліндрична зубчаста*	95...98	92...94
- ступінь швидкохідний - ступінь тихохідний - ступінь шевронний		
Передача конічна зубчаста *	94...97	91...93
- прямозуба - косозуба		
Передача черв'ячна*		
з числом заходів черв'яка z_1		
несамогальмівна $z_1 = 1$	68...72	52...62
$z_1 = 2$	73...78	60...70
$z_1 = 4$	78...85	
самогальмівна $z_1 = 1$	45	40
Ланцюгова	94...96	90...93
Фрикційна	88...94	70...85
Пасова		
плоскопасова	94...96	
клинопасова,	93...95	
поліклинопасова, зубчаста	99,0...99,5	
Підшипники кочення (1 пара)		
Підшипники ковзання (1 пара)		
рідинного тертя	99,0...99,5	
змішаного тертя	97,5...98,5	

*ККД передач подано без урахування втрат в підшипниках

Для кінематичної схеми з комбінованим розміщенням передач (розділення потоку потужності), коли від одного двигуна приводяться в рух декілька робочих органів, необхідна потужність електродвигуна при заданих потужностях на кожному робочому органі дорівнює сумі потужностей користувачів із врахуванням їх втрат в напрямку силових потоків.

Після визначення потужності, якої потребує електродвигун, потрібно підібрати частоту обертання вала електродвигуна.

Діапазон вибору частоти обертання двигуна зумовлюється частотою обертання на виході приводу, що наведена в технічному завданні, і діапазоном раціональних передаточних відношень приводу.

Частота обертання двигуна має знаходитися в межах:

$$n_{\text{дв}} = (u_{\text{max}} \dots u_{\text{min}}) n_{\text{вих}}, \quad (2.17)$$

де $u_{\text{max}} \dots u_{\text{min}}$ – діапазон змін $u_{\text{заг}}$ приводу, визначений за рекомендованим передаточним числом для окремих передач, що складають привід.

Рекомендовані значення передаточних відношень наведені в табл. 2.2.

Використовуючи розрахункові значення потужності та частоти обертання, за каталогом вибирають двигун за умови:

$$P_{\text{дв.}} \geq P_{\text{дв.р}}; \quad n_{\text{дв.}} \approx \left(\frac{u_{\text{max}} + u_{\text{min}}}{2} \right) n_{\text{вих.}} \quad (2.18)$$

Потрібно знати, що при усталеній потужності двигуна його габаритні розміри, маса і вартість зменшуються зі збільшенням частоти обертання. Зі збільшенням швидкості зростає ККД двигуна. З іншого боку, якщо збільшити частоту обертання, зростає передаточне відношення приводу, його маса, габаритні розміри і вартість. Саме тому питання про вибір частоти обертання двигуна потрібно вирішувати, враховуючи характеристики самого двигуна і характеристики приводу. Здебільшого виявляється доцільним вибирати двигун із збільшеною частотою обертання.

На практиці навантаження приводу часто контролюється за номінальною потужністю на робочому органі. Через це бажано, щоб міцність елементів приводу відповідала потужності електродвигуна. Таким чином, якщо потужність електродвигуна більша потужності,

визначеної за вихідними даними, **розрахунок передач приводу повинен виконуватися за номінальною потужністю (або моментом) на робочому органі.**

2.3.3. Розрахунок енергокінематичних параметрів приводів

При виконанні енергокінематичного розрахунку початковими даними є параметри вихідного вала приводу, обумовлені замовником.

Параметри вихідного вала приводу можуть мати вигляд:

- $F_{\text{вих}}, \text{Н}; \quad v_{\text{вих}}, \text{м/с}; \quad D_{\text{вих}}, \text{мм};$
- $T_{\text{вих}}, \text{Н}\cdot\text{м}; \quad n_{\text{вих}}, \text{хв}^{-1}; \quad \text{або}$
- $T_{\text{вих}}, \text{Н}\cdot\text{м}; \quad \omega_{\text{вих}}, \text{с}^{-1} \quad (\omega = \pi n/30).$

Кінематичний розрахунок приводу виконують одночасно з вибором потужності і частоти обертання електродвигуна. Він зводиться до визначення загального передаточного відношення приводу та розподілу його між окремими передачами.

Початковими даними для розрахунку **першої групи** об'єктів проектування є (див. п. 1.2): $T_{e \max}$ – максимальний обертальний момент двигуна та відповідно йому $n_{e \max}$ – максимальні оберти двигуна (ці параметри беруть з технічного завдання на проектування) Для визначення кінематичних і силових характеристик трансмісії необхідно розглянути і проаналізувати аналогічні конструкції автомобілів і вибрати як прототип найближчий із аналогів, параметри якого використовують в розрахунках. При цьому необхідно ретельно ознайомитися з будовою та кінематичним зв'язком між ланками трансмісії автомобіля-прототипу (рис. 2.3).

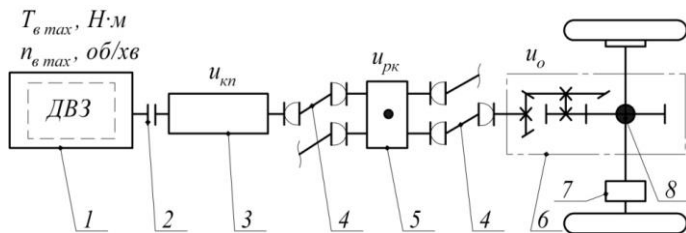


Рис. 2.3. Спрощена схема трансмісії автомобіля загального призначення:

1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – зчеплення; 3 – коробка передач; 4 – карданна передача; 5 – роздавальна коробка; 6 – редуктор моста автомобіля; 7 – вузол розподілу потужності; 8 – колісний редуктор

Для розрахунку редуктора ведучого моста автомобіля треба визначити обертальний момент T_P і оберти n_P на швидкохідному валу цього редуктора.

Обертальний момент T_P на вхідному валу:

$$T_P = T_{e \max} \cdot u_{\text{КПП}} \cdot u_{\text{РК}} \cdot \eta_{\text{ТР}}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.19)$$

де $T_{e \max}$ – максимальний обертальний момент двигуна;

$u_{\text{КПП}}$ – передаточне число першої передачі коробки передач автомобіля–прототипу;

$u_{\text{РК}}$ – найбільше передаточне число роздавальної коробки;

$\eta_{\text{ТР}}$ – ККД механічної трансмісії.

ККД трансмісії автомобіля $\eta_{\text{ТР}}$ залежить від числа та якості кінематичних пар, що передають механічну енергію від колінчастого вала двигуна до ведучих коліс автомобіля:

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_1^n \cdot \eta_2^m \cdot \eta_3^k \cdot \eta_4^h, \quad (2.20)$$

де η_1 – ККД циліндричних шестерень;

η_2 – ККД конічних шестерень;

η_3 – ККД карданних шарнірів;

η_4 – ККД підшипників кочення;

n – кількість пар циліндричних шестерень, які передають енергію на даній передачі;

m – число пар конічних (гіпоїдних) шестерень;

k – число карданних шарнірів, які передають енергію;

h – число пар підшипників кочення.

Значення ККД механічної трансмісії наведені в табл. 2.5.

Таблиця 2.5

Рекомендовані значення ККД трансмісії деяких автомобілів

Тип автомобіля	Колісна формула	ККД
Вантажні автомобілі і автобуси з одинарною головною передачею	4×2	0,90...0,92
Вантажні автомобілі і автобуси з подвійною головною передачею	4×2	0,86...0,88
	4×4, 6×4	0,82...0,84
	6×6	0,78...0,80
Легкові автомобілі і автобуси малої		

місткості:		
з заднім приводом	4×2	0,92...0,94
з переднім приводом	4×2	0,93...0,95

Оберти n_p на вхідному валу визначаються за формулою:

$$n_p = \frac{n_{e \max}}{u_{K1} \cdot u_{PK}}, \text{ хв}^1. \quad (2.21)$$

Після вибору і обґрунтування конструкції головної передачі ведучого моста автомобіля складають її кінематичну схему (рис. 2.4). Для легкових автомобілів використовують центральну одинарну головну циліндричну передачу, або, найчастіше, з тангенціальними чи круговими зубами конічних зубчастих коліс (рис. 2.4, а, б). Для вантажних автомобілів використовують центральні подвоєні головні передачі: перший ступінь – конічна (гіпоїдна), другий – циліндрична (рис. 2.4, в); перший ступінь – конічна (гіпоїдна, черв'ячна), другий – планетарна; перший ступінь – циліндрична, а другий – конічна (гіпоїдна). Також використовують рознесену подвоєну головну передачу, яка складається із центрального редуктора з одинарною конічною або гіпоїдною передачею і міжколісним диференціалом Д, за яким розташовано два колісних редуктори КР (рис. 2.4, г). Останні одержали широке розповсюдження на автомобілях середньої та великої вантажопідйомності завдяки ряду переваг перед іншими.

Визначення силових і кінематичних параметрів головної передачі (перша група ТЗ)

Силові (потужність та обертальний момент) і кінематичні (частота обертання та кутова швидкість) параметри передачі розраховують стосовно валів кінематичного ланцюга.

а) *центральний одинарний редуктор моста автомобіля (рис. 2.4, б)*

Потужності на валах редуктора:

– на ведучому валу при відомих T_p і n_p :

$$P_{ш} = P_1 = \frac{T_p \cdot n_p}{9550}, \text{ кВт},$$

– на веденому валу:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta, \text{ Квт},$$

де η – ККД передачі ($\eta = \eta_{K3} \cdot \eta_{III}$)

η_{III} – коефіцієнт корисної дії підшипника кочення (табл. 2.4).

η_{K3} – коефіцієнт корисної дії конічної зубчастої пари (табл. 2.4).

Обертальні моменти на валах редуктора:

– на вхідному валу:

$$T_1 = T_p, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

– на вихідному валу:

$$T_2 = T_p \cdot u_0 \cdot \eta_{\text{ПП}} \cdot \eta_{\text{КЗ}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де u_0 – передаточне число головної (конічної) передачі автомобіля

– прототипу.

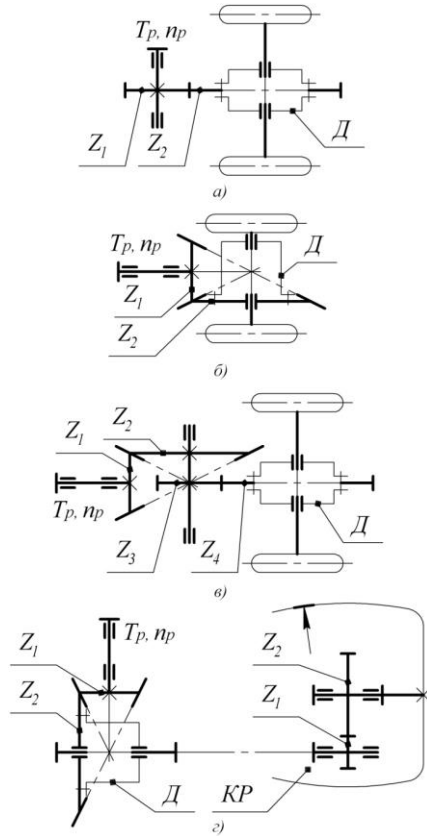


Рис. 2.4. Кінематичні схеми редуктора ведучого моста автомобіля:

а) – з поперечним розташуванням силового агрегата;

б) – з поздовжнім розташуванням силового агрегата;

в) – двоступінчастої класичної компоновки; г) – рознесеною головною передачею і колісним редуктором;

T_p – розрахунковий обертальний момент; n_p – розрахункова частота обертання;

$Д$ – диференціал; $КР$ – колісний редуктор

Частота обертання та кутова швидкість валів редуктора:

– вхідного вала:

$$n_1 = n_p, \text{ хв}^{-1};$$
$$\omega_1 = \omega_p = \pi \cdot 130, \text{ с}^{-1};$$

– вихідного вала:

$$n_T = n_2 = \frac{n_1}{u_0}, \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_T = \omega_2 = \frac{\omega_1}{u_0}, \text{ с}^{-1}$$

б) *центральный конично-цилиндрический редуктор моста автомобиля*
(рис. 2.4, в)

Потужності на валах редуктора:

– на ведучому валу конічної пари при відомих T_p, n_p :

$$P_{III} = P_1 = \frac{T_p \cdot n_p}{9550}, \text{ кВт};$$

– на проміжному валу (веденому конічної пари і одночасно ведучому циліндричної пари):

$$(\eta = \eta_{кз} \cdot \eta_{пп}) P_{II} = P_2 = P_1 \cdot \eta, \text{ кВт},$$

де η – ККД передачі;

$\eta_{кз}$ – ККД циліндричної зубчастої пари (табл. 2.4).

– на веденому валу циліндричної пари редуктора:

$$P_T = P_3 \cdot \eta_{цп} \cdot \eta_{пп}.$$

Обертальні моменти на валах редуктора:

– на ведучому валу редуктора:

$$T_{III} = T_p = T_1, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– на проміжному валу (він же ведений вал конічної пари і швидкохідний вал циліндричної пари):

$$T_{II} = T_{2кп} = T_1 \cdot u_{кп} \cdot \eta_{кп}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $u_{кп}$ – передаточне число конічної пари редуктора автомобіля-прототипу;

– на веденому (тихохідному) валу редуктора:

$$T_T = T_2 = T_{II} \cdot u_{цп} \cdot \eta_{цп}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $u_{цп}$ – передаточне число циліндричної пари редуктора автомобіля-прототипу.

Частоти обертання та кутові швидкості валів:

– ведучого вала конічної пари:

$$n_1 = n_P, \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_1 = \omega_P = \frac{\pi n_1}{u_{KP}}, \text{ с}^{-1}$$

– веденого проміжного вала конічної пари (він же ведучий або швидкохідний вал циліндричної пари):

$$n_{II} = n_{2KP} = n_{1ЦП} = \frac{n_1}{u_{KP}}, \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_{II} = \omega_{2KP} = \omega_{1ЦП} = \frac{\omega_1}{u_{KP}}, \text{ с}^{-1};$$

– веденого (тихохідного) вала редуктора:

$$n_T = n_2 = \frac{n_{II}}{u_{ЦП}}, \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_T = \omega_2 = \frac{\omega_{II}}{u_{ЦП}}, \text{ с}^{-1}$$

в) рознесений редуктор ведучого моста автомобіля (центральный – конічний, колісний – циліндричний) (рис. 2.4, з).

Силкові та кінематичні параметри центрального конічного редуктора визначають у послідовності, наведеній вище. Даними для розрахунку колісного редуктора є обертальний момент і кутова швидкість, які можуть бути забезпечені міжколісним диференціалом. За характером розподілу обертального моменту, що підводиться до корпусу диференціала, визначають, виходячи з умов найкращого використання сили тяжіння, обертальний момент, що підводиться до редуктора ведучих коліс автомобіля. При симетричному міжколісному диференціалі розрахунковий момент на вході колісного редуктора T_1 автомобіля з колісною формулою 4×2 визначається за залежністю:

$$T_1 = \frac{T_{e \max} \cdot u_{KP1} \cdot u_{PK} \cdot u_o \cdot \eta_{TP} \cdot (1 + K_\sigma)}{2}, \quad (2.22)$$

де K_σ – коефіцієнт блокування (для диференціала з малим внутрішнім тертям $K_\sigma = 0,1 \dots 0,2$) [8, § 46].

Частота обертання $n_1 = n_{2КП}$, тобто вона дорівнює частоті обертання веденого вала центрального редуктора автомобіля. Параметри визначають в послідовності, наведеній раніше.

Визначення силових і кінематичних параметрів приводів загального призначення (друга група ТЗ)

Визначення проводиться залежно від вихідних даних технічного завдання курсового проекту:

а) якщо задані потужність на тихохідному валу приводу P_T і частота його обертання n_T або кутова швидкість ω_T , то розрахунок параметрів ведуть в наступній послідовності (рис. 2.5).

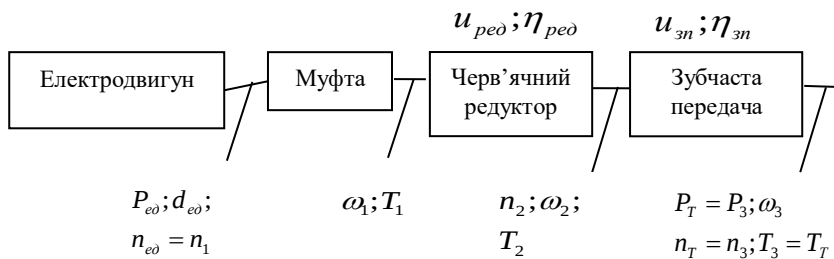
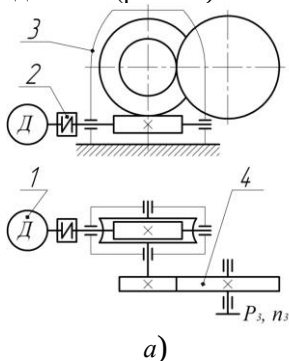


Рис. 2.5. Привід з черв'ячним редуктором і відкритою зубчастою передачею:

а) – кінематична схема; б) – схема для розрахунку
 1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – черв'ячний редуктор;
 4 – відкрита зубчаста передача

За формулою (2.15) визначають розрахункову потужність електродвигуна, для чого попередньо за формулою (2.16) знаходять загальний ККД приводу, беручи $\eta_{з.п}$ відкритої зубчастої передачі черв'ячного редуктора $\eta_{ред}$ і муфти η_m за даними табл. 2.4:

$$\eta_{заг} = \eta_{ред} \cdot \eta_{з.п} \cdot \eta_m,$$

тоді

$$P_{ед.р.} = P_3 / \eta_{заг}, \text{кВт.}$$

За даними [15, додаток 2] вибирають електродвигун серії 4А з відповідними номінальною потужністю та частотою обертання.

Визначають загальне передаточне число приводу:

$$u_{заг} = n_{ед} / n_3.$$

Знаходять передаточне число відкритої зубчастої передачі:

$$u_{з.п} = u_{заг} / u_{ред}$$

(для відкритих зубчастих передач не обов'язково приймати стандартне значення u).

Визначають частоту обертання та кутові швидкості валів приводу:

– ведучого вала редуктора:

$$n_1 = n_{ед}, \text{хв.}^{-1};$$

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30, \text{с}^{-1}$$

– веденого вала редуктора (ведучого вала відкритої зубчастої передачі):

$$n_2 = n_1 / u_{ред}, \text{хв.}^{-1};$$

$$\omega_2 = \pi n_2 / 30, \text{с}^{-1},$$

– веденого вала відкритої зубчастої передачі (може бути задано в ТЗ):

$$n_3 = n_2 / u_{з.п.}, \text{хв.}^{-1};$$

$$\omega_3 = \pi n_3 / 30, \text{с}^{-1},$$

Знаходять відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta \omega = \frac{\omega_3 - \omega_T}{\omega_T} \cdot 100\%$$

Визначають обертальні моменти на валах приводу:

– на веденому валу відкритої зубчастої передачі:

$$T_3 = P_3 \cdot 10^3 / \omega_3;$$

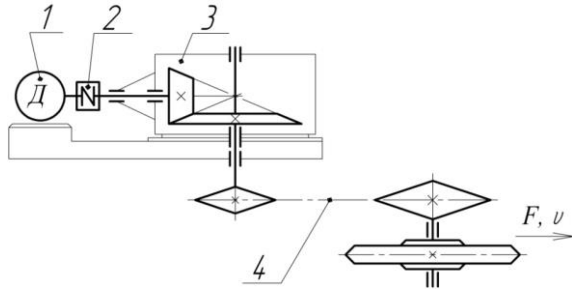
– на веденому валу редуктора:

$$T_2 = T_3 / u_{ред} \cdot u_{з.п.}, \text{Н} \cdot \text{м}$$

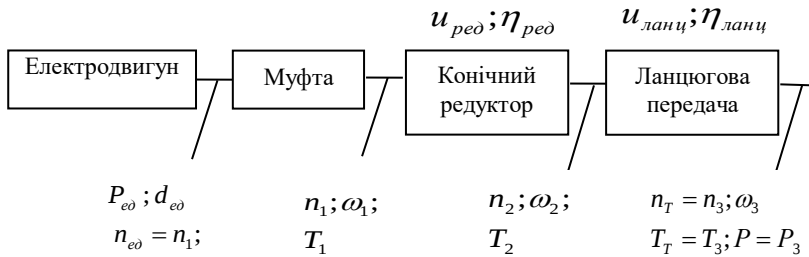
– на ведучому валу редуктора:

$$T_1 = T_2 / u_{ред} \cdot \eta_{ред}, \text{Н} \cdot \text{м}$$

Якщо в ТЗ потужність на ведучому валу приводу задана не в явній формі, наприклад, вказані тягова сила F і швидкість v ланцюга конвеєра, то розрахунок параметрів ведуть в наступній послідовності (рис. 2.6).



а)



б)

Рис. 2.6. Привід з конічним редуктором і ланцюговою передачею:

а) – кінематична схема; б) – схема для розрахунку
1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – конічний редуктор;
4 – ланцюгова передача.

Визначають частоту обертання веденого вала приводу (тягової зірочки) за формулою (2.6). Попередньо знаходять діаметр діляльного кола тягової зірочки за формулою (2.7):

$$D_o = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)}, \text{ мм}$$

Та за формулою (2.6)

$$n_T = \frac{60 \cdot 1000 \nu}{\pi \cdot D_o} u_{ред}$$

Тоді загальне передаточне число приводу:

$$u_{заг} = u_{ред} \cdot u_{ланц.}$$

Визначають орієнтовне значення частоти обертання вала електродвигуна:

$$n_{ед} = n_{ш} = n_T \cdot u_{заг}$$

і потужність на веденому валу приводу за формулою (2.9):

$$P_T = F \cdot \nu, \text{ Вт}$$

За формулою (2.16) знаходять загальний ККД приводу, прийнявши для редуктора $\eta_{ред}$, і для ланцюгової передачі $\eta_{ланц.}$: і муфти η_m

$$\eta_{заг} = \eta_{ред.} \cdot \eta_{ланц.} \cdot \eta_m.$$

Тоді розрахункову потужність електродвигуна знаходять за формулою (2.15):

$$P_{ед.р} = P_T / \eta_{заг}, \text{ кВт}$$

За таблицею додатків [15] приймають електродвигун серії 4А з відповідними потужністю $P_{ед}$ і частотою обертання $n_{ед}$.

Уточнюють передаточне число приводу:

$$u_{заг.} = n_{ед.} / n_T.$$

Визначають передаточне число ланцюгової передачі при стандартному $u_{ред}$:

$$u_{ланц.} = u_{заг.} / u_{ред}.$$

і частоти обертання і кутові швидкості валів приводу:

– ведучого вала редуктора:

$$n_1 = n_{ед.}, \text{ хв}^{-1},$$

що відповідає кутовій швидкості $\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30, \text{ с}^{-1}$;

– веденого вала редуктора (ведучого вала ланцюгової передачі):

$$n_2 = n_1 / u_{ред}, \text{ хв}^{-1}$$

$$\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 30 \text{ с}^{-1};$$

– веденого вала приводу (веденого вала ланцюгової передачі):

$$n_3 = n_2 / u_{ланц.}, \text{ хв}^{-1}$$

$$\omega_3 = \pi \cdot n_3 / 30, \text{ с}^{-1};$$

Відхилення від заданого значення:

$$\Delta n_3 = \frac{n_3 - n_T}{n_T} \cdot 100 \% \text{ (допустиме – до 4 \%)}.$$

Визначають обертальні моменти на валах приводу:

– на веденому валу ланцюгової передачі:

$$T_3 = P_T \cdot 10^3 / \omega_3, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

– на ведучому валу ланцюгової передачі (він також ведений вал редуктора):

$$T_2 = T_3 / u_{\text{ланц}} \cdot \eta_{\text{ланц}}, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– на ведучому валу редуктора:

$$T_1 = T_2 / u_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{ред}}, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

3. МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДІВ

Розрахунок зубчастих передач виконують за різними методиками для закритих передач (редуктори, коробки зміни передач) і для відкритих передач, що визначаються видами руйнування зубів цих передач [1; 19; 22].

Закриті передачі розміщені в закритому кришкою корпусі. Спільна обробка отворів під підшипники забезпечує співвісність валів редуктора, місця входу й виходу валів у редуктор ущільнені, колеса передачі добре змашуються, що створює добрі умови їх роботи. Для таких передач основним видом руйнування зубів є втомне викришування.

Умова втомної контактної витривалості поверхні зубів для запобігання втомного викришування:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H,$$

де σ_H , $[\sigma]_H$ – розрахункові та допустимі контактні напруження для проектного розрахунку, МПа.

Розв'язання зазначеного рівняння як проектувального розрахунку визначає діаметр шестірні d_1 або міжосьову відстань a_w для циліндричних та діаметр шестірні d_{e1} для конічних передач.

Після визначення d_1 , або a_w для циліндричних і d_{e1} для конічних вибирають основні параметри передачі, а потім виконують перевірні розрахунки:

- втомної контактної витривалості поверхонь зубів при вибраних параметрах передачі

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H;$$

- втомної витривалості зубів на згин

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F;$$

- контактної міцності поверхонь зубів при перевантаженні передач

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max};$$

- статичної міцності зубів на згин при перевантаженні передач

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma]_{F \max}.$$

При проектуванні, наприклад циліндричних редукторів, розрахунок міцності зубів звичайно виконують відносно діаметра шестірні d_1 . При проектуванні коробок зміни передач розрахунок міцності зубів частіше виконують відносно міжосьової відстані a_w . Зазначені розрахунки рівнозначні й приводять до однакових результатів.

Відкриті передачі належать до тихохідних передач, їх виконують з прямозубими циліндричними або конічними колесами. Такі передачі працюють при колових швидкостях зубчастих коліс не більше 2 м/с. Відкриті передачі проєктують з вузькими колесами (коефіцієнт ширини вінця щодо ширини шестерні $\psi_{ba} = 0,10...0,15$). Колеса мають значні розміри, нерідко вбудовані в конструкцію машини, де не забезпечена співвісність валів передачі, ступінь точності їх виготовлення за нормами плавності контакту зазвичай 9–А (ГОСТ 1643-81). Колеса змащуються консистентними мастилами, що періодично наносяться на зуби передач, які в процесі роботи інтенсивно спрацьовуються. Спрацювання зубів допускається до 25 % початкової їхньої товщини по ділильному колу. Міцність зубів на згин при цьому зменшується приблизно в 2 рази.

Основним видом спрацьовування зубів відкритих передач є абразивне спрацювання, яке ліквідує появу втомного викришування на робочих поверхнях зубів. Методів розрахунку на спрацьовування нині не розроблено.

Тому за ГОСТ 21354-87 [26] рекомендується вибирати параметри відкритих передач після визначення модуля зачеплення m відповідно до умови втомної витривалості зубів при згині. Враховуючи підвищений знос зубів, рекомендують брати величину модуля у 1,5...2 рази більшу ніж для закритих передач таких самих розмірів.

У вихідних даних для проєктного розрахунку наводять:

1. Вид передачі (прямозуба, косозуба, шевронна та ін.);
2. Циклограма обертальних моментів, або найменування типового режиму навантаження із зазначенням пікового короткочасного діючого обертального моменту на шестірні;
3. Обертальний момент на шестірні (тобто діючий момент при нормально протікаючому процесі експлуатації – T_1 , Н·м);
4. Необхідний ресурс передачі t_{Σ} , год.;
5. Частота обертання шестірні – n_1 , хв.⁻¹;
6. Передаточне число – u ;
7. Марка сталі шестірні і колеса;
8. Вид термообробки шестірні і колеса;
9. Твердість поверхні і серцевини зубів шестірні і колеса;
10. Межа плинності матеріалу шестірні і колеса – σ_{T1}, σ_{T2} , МПа;
11. Конструктивне виконання (закрита або відкрита передача);
12. Схема механізму (редуктора), яка уточнює розташування відносно опор передачі, що розраховують.
13. Бажаний технічний рівень редуктора.

3.1. Розрахунок закритих передач (відносно d_1)

Початкові дані:

Схема циліндричного редуктора [1, рис. 3.1.1, а].

Обертові моменти T_1 і T_2 (Н·м);

Частота обертання вхідного і вихідного вала n_1 і n_2 (хв.⁻¹);

Передаточне число u [1, табл. 2.41].

Відношення $T_{\max}/T_{\text{ном}}$ [1, табл. 18.13.1].

Матеріали, термообробка зубчастих коліс [1, п. 3.2].

Напруження для проектного розрахунку $[\sigma']_H$ МПа [1, п. 3.4] і для перевірного розрахунку $[\sigma]_{H\max 1}$, $[\sigma]_{H\max 2}$, МПа [1, п. 3.4].

Режим навантаження передачі змінний: циклограма [1, рис. 3.4.1], або типовий режим [1, рис. 3.4.2].

Розрахунок:

Рекомендується така послідовність розрахунку передачі:

1. Розрахувати діаметр шестірни, мм:

$$d'_1 = k_d \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} k_A}{\psi_{bd} [\sigma']_H^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u^2} \cdot 10^3},$$

де $k_d = 77,0 \text{ МПа}^{1/3}$ – для *прямозубих* коліс;

$k_d = 65,5 \text{ МПа}^{1/3}$ – для *косозубих* коліс;

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини вінця щодо діаметра шестірни; $\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$

який залежить від твердості НВ, розташування коліс щодо опор) [1, табл. 4.2.8];

$k_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при контактній міцності, залежить від твердості НВ, розташування коліс щодо опор, і коефіцієнта ψ_{bd} [1, рис. 4.2.2, а,б];

k_A – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження [1, табл. 4.2.4];

(+/-) - зачеплення зовнішнє/внутрішнє [1, рис. 3.1.1, а, б].

2. Вибрати основні параметри передачі

2.1. Ширина вінця зубчастого колеса, мм:

$$b_2 = b = \psi_{bd} \cdot d'_1$$

Ширину вінця b_2 округляють до цілого числа, мм.

Подальший розрахунок виконують окремо для косозубих і прямозубих передач.

Косозубі передачі ($\beta = 8 \dots 22^\circ$)

2.2. Розрахувати міжосьову відстань, мм:

$$a'_w = \frac{d'_1(u+1)}{2}$$

Значення a_w округляти до найближчого значення a_w , мм ($a_w \approx a'_w$)_w відповідно до ГОСТ [1, табл. 4.2.2].

2.3. Прийняти попередньо коефіцієнт осьового перекриття:

- $\varepsilon_\beta = 1,0$, визначити оптимальне значення модуля зачеплення,

мм:

$$m_{omt} = b_2 \sin \frac{\beta'}{\pi},$$

- $z' = 17$, визначити максимальне значення модуля зачеплення, мм:

$$m_{\max} = d_1 \cos \frac{\beta'}{z'_1}.$$

Тут $\beta' = 15^\circ$ – попередній кут нахилу зуба. Значення модуля округляють до найближчого значення $m_n \approx m_{omt}$ ($m_{\max} \leq m_{\max}$) відповідно до ГОСТ [1, табл. 4.2.5].

2.4. Знайти сумарне число зубів передачі

$$z'_\Sigma = 2a_w \cos \frac{\beta'}{z'_1},$$

округлити до найближчого цілого числа z_Σ .

2.5. Визначити кут нахилу зуба

$$\cos \beta = \frac{z_\Sigma m_n}{2a_w},$$

(точність розрахунку – 4 знаки після коми).

Звідки $\beta = \arccos \beta = \underline{\quad}^\circ \underline{\quad}' \underline{\quad}''$.

2.6. Число зубів шестірні

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u + 1}$$

z_1 округлити до найближчого цілого числа ($z_1 > 17$),

Число зубів колеса: $z_2 = z_{\Sigma} - z_1$.

2.7. Дійсне передатне число передачі

$$u_D = \frac{z_2}{z_1},$$

2.8. Діаметри початкових кіл коліс, мм:

$$d_{w1} = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}; \quad d_{w2} = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$$

(точність розрахунку – 2 знаки після коми).

Прямозубі передачі ($\beta = 0^\circ$)

2.9. Прийняти попередньо $z_1' = 17$, визначити значення модуля зачеплення m , мм:

$$m = \frac{d_1'}{z_1'}$$

та округлити до найближчого значення відповідно до даних [1, табл. 4.2.5].

2.10. Число зубів шестірні

$$z_1 = \frac{d_1'}{m}.$$

z_1 – число ціле, бажано просте ($z_1 \geq 17$).

2.11 Число зубів колеса

$$z_2 = z_1 u.$$

z_2 – число ціле.

2.12. Розрахувати міжосьову відстань, мм:

$$a_w = 0,5m(z_2 \pm z_1).$$

При необхідності мати стандартну міжосьову відстань a_w [1, табл. 4.2.2] виконують коригування зубів [1, п. 4.3].

2.13. Дійсне передатне число передачі

$$u_{\mathcal{A}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

2.14. Визначають діаметри зубчастих коліс, мм:

- початкових $d_{w1} = m_n z_1$; $d_{w2} = m_n z_2$;
- вершин зубів $d_{a1} = m_n (z_1 + 2)$; $d_{a2} = m_n (z_2 + 2)$;
- ніжок зубів $d_{f1} = m_n (z_1 - 2,5)$; $d_{f2} = m_n (z_2 - 2,5)$;

3. Перевірний розрахунок втомної контактної витривалості зубів

3.1. Колова сила в зачепленні, Н:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{w1}},$$

3.2. Колова швидкість коліс, м/с:

$$v = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

3.3. Ступінь точності зубів знаходять за коловою швидкістю v та кутом β нахилу зубів [1, табл. 4.2.12].

3.4 Коефіцієнт $k_{H\beta}$, що враховує динамічне навантаження в зачепленні залежить від швидкості, ступеня точності та твердості зубів [1, табл. 4.2.10].

3.5 Коефіцієнт k_{Ha} , що враховує нерівномірність навантаження пар зубів, що зачіпляються одночасно визначають за швидкістю v і ступенем точності:

- для коліс з *прямими* зубами $k_{Ha} = 10$;
- для коліс з *косими* зубами k_{Ha} [1, табл. 4.2.11].

3.6. Коефіцієнт $k_{H\beta}$, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при втомній контактній витривалості зубів. Залежить від твердості HB зубів, розташування коліс щодо опор, та коефіцієнта ψ_{bd} ширини вінця щодо діаметра шестерні [1, рис. 4.2.2, а,б].

3.7. Питома розрахункова колова сила, Н/мм:

$$W_{Ht} = \frac{F_t k_{H\beta} k_{Hv} k_{Ha} k_A}{b_2}$$

3.8. Розрахувати допустимі контактні напруження для перевірного розрахунку, МПа:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim 1} Z_{N1} Z_R Z_v Z_X}{S_{H1}};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim 2} Z_{N2} Z_R Z_v Z_X}{S_{H2}},$$

де $\sigma_{H \lim 1}$ і $\sigma_{H \lim 2}$ – границя контактної витривалості, МПа, яка залежить від твердості НВ зубів [1, табл.3.4.1];

Z_{N1}, Z_{N2} – коефіцієнт довговічності [1, п. 3.4, підп. 2.3];

Z_R – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхонь зубів [1, табл. 4.8.3]:

- для $Ra = 3,2 \dots 0,8$ $Z_R = 1,00$;
- для $Ra = 6,3 \dots 3,2$ $Z_R = 0,95$;
- для $Ra = 12,5 \dots 6,3$ $Z_R = 0,90$;

Z_v – коефіцієнт, що враховує вплив колової швидкості коліс [1, рис. 3.4.6];

Z_X – коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса [1, рис. 3.4.7], для $d_w < 700$ мм $Z_X = 1,0$; S_H – коефіцієнт запасу міцності [1, п. 3.4. підп. 2.3].

Допустимі контактні напруження, МПа:

- для *прямозубих* коліс вибирають менше із двох значень

$$[\sigma]_H = \sigma_{H1 \min} \text{ або } [\sigma]_{H2} = \sigma_{H2 \min};$$

- для *косозубих* і *шевронних* коліс беруть

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2});$$

при виконанні умови

$$[\sigma]_H \leq 1,25[\sigma]_{H2 \min};$$

3.9. Розрахувати контактні напруження та умову витривалості зубів:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]'_H,$$

де Z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубів в полюсі зачеплення.

Для *косозубих коліс*

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}};$$

Z_H – залежить від кута нахилу зуба β згідно з ГОСТ21354-87 або

$$Z_H \approx 2,50 \sqrt{\cos \beta}$$

Для *коліс з прямими зубами* $Z_H \approx 2,50$;

$Z_M = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів коліс;

Z_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній.

Для *косозубих коліс*

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}} \quad (\text{при } \varepsilon_\beta \geq 1)$$

де ε_a – коефіцієнт торцевого перекриття,

$$\varepsilon_a = \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right) \cos \beta.$$

Для *прямоозубих коліс*

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}}.$$

Для виконання умови [1, п. 3.9] можлива зміна твердості зубчастих коліс і допустимих напружень $[\sigma]_H$ [1, п.3.4, підп.3].

3.10. Діаметри зубчастих коліс, мм:

- початкових $d_{w1} = m_n \frac{z_1}{\cos \beta}; d_{w2} = m_n \frac{z_2}{\cos \beta};$
- вершин зубів $d_{a1} = \frac{m_n(z_1 + 2)}{\cos \beta}; d_{a2} = \frac{m_n(z_2 + 2)}{\cos \beta};$
- ніжок зубів $d_{f1} = \frac{m_n(z_1 - 2,5)}{\cos \beta}; d_{f2} = \frac{m_n(z_2 - 2,5)}{\cos \beta}$

(точність розрахунків – 2 знаки після коми).

4. Перевірний розрахунок втомної витривалості зубів при згині

4.1. Коефіцієнт k_{Fv} , враховує динамічне навантаження в зачепленні [1, табл. 4.2.10] залежить від колової швидкості, ступеня точності, твердості зубів [1, табл. 4.2.10].

4.2. Коефіцієнт, $k_{F\beta}$ враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при витривалості зубів при згині знаходять за твердістю НВ, розташування коліс щодо опор та коефіцієнта ширини вінця щодо діаметра шестерні ψ_{bd} [1, рис. 4.2.2, в, г].

4.3. Коефіцієнт k_{Fa} , що враховує нерівномірність навантаження для пар зубів, що зачіпляються одночасно:

k_{Fa} – залежить від колової швидкості та ступеня точності;

$k_{Fa} = 1,0$ – для коліс із *прямими зубами*;

k_{Fa} – для коліс з *косими зубами* прийняти за даними [1, табл. 4.2.11].

4.4. Питома розрахункова колова сила, Н/мм:

$$W_{Ft} = \frac{F_t k_{F\beta} k_{Fv} k_{Fa} k_A}{b_2}.$$

4.5. Еквівалентне число зубів:

- для коліс з *прямими зубами* $Z_{1E} = Z_1$; $Z_{2E} = Z_2$;

- для коліс з *косими зубами* $Z_{1E} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta}$; $Z_{2E} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta}$

4.6; Коефіцієнт, що враховує форму зубів:

Y_{FS1} і Y_{FS2} знаходять за еквівалентним числом зубів [1, рис.4.2.3].

4.7. Допустимі напруження при згині для перевірного розрахунку, МПа:

- базове число циклів навантаження;

$$N_{F\lim} = 4 \cdot 10^5;$$

- еквівалентне число циклів навантаження

$$N_{FE1} = 60 n_1 L_h c K_{FE}; \quad N_{FE2} = 60 n_2 L_h c K_{FE}$$

де $L_h = n_{pik} 365 n_{BM} 8 k_{pik} k_{oib}$ – довговічність роботи передачі, год;

$c = 1, 2, \dots$ – число зачеплень зуба за один оберт колеса (зі схеми передачі) – [1, рис. 3.4.4];

$$K_{FE} = \sum \left(\left(\frac{T_i}{T_1} \right)^{q_F} \cdot \left(\frac{t_i}{L_h} \right) \right) \quad (i = I, II, III, \dots) - \text{коефіцієнт інтенсивності}$$

навантаження.

Визначити K_{FE} відповідно до циклограми навантаження

[1, рис. 3.4.1];

q_F – показник степеня кривої втоми;

$q_F = 6,0$ – для $HB \leq 350$;

$q_F = 9,0$ – для $HB > 350$;

- коефіцієнт довговічності роботи передачі:

$$Y_{N1} = q_F \sqrt{\frac{N_{F \lim}}{N_{FE1}}} ; \quad Y_{N2} = q_F \sqrt{\frac{N_{F \lim}}{N_{FE2}}} ;$$

$1 \leq Y_N = 4,0$ – для $HB \leq 350$;

$1 \leq Y_N \leq 2,5$ – для $HB > 350$;

Для $N_{F \lim 1} \leq N_{FE1}$; $Y_N = 1$

$N_{F \lim 2} \leq N_{FE2}$; $Y_N = 1$

- границя витривалості зубів при згині, МПа:

$\sigma_{F \lim 1}$ і $\sigma_{F \lim 2}$ в залежності від твердості знаходять за даними [1, табл. 3.4.1].

- допустимі напруження при згині, МПа:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \lim 1} Y_{N1} Y_A Y_R Y_X}{S_F} ;$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \lim 2} Y_{N2} Y_A Y_R Y_X}{S_F}$$

де Y_A – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього навантаження зуба:

$Y_A = 1,0$ – за відсутності реверса;

$Y_A = (0,7 \dots 0,8)$ – при реверсивному навантаженні;

Y_R – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні зуба:

$Y_R = 1,0$ – для нешліфованої поверхні;

Y_R [1, табл. 3.4.1] – для шліфованої поверхні;

Y_X – коефіцієнт, що враховує розмір зубчастого колеса:

$$Y_X = 1,05 - 0,000125d_{w1}.$$

$$Y_X = 1,05 - 0,000125d_{w2};$$

$S_F = (1,7...2,2)$ – коефіцієнт запасу міцності (більші значення для литих заготовок).

4.8 Розрахунок виконують для того елемента пари ”шестірня – колесо”, який має менше значення відношення допустимого напруження згину до коефіцієнта форми зуба $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{FS1}}$ або $\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{FS2}}$

4.9. Розрахувати напруження зуба при згині та умову витривалості зубів

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{FS1} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} W_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma]_{F1};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{FS2} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} W_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma]_{F2},$$

де Y_{β} – коефіцієнт, що враховує нахил зуба:

- для коліс з *прямими* зубами $Y_{\beta} = 1,0$;
- для коліс з *косими* зубами $Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{120}$;

Y_{ε} – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів:

- для коліс з *прямими* зубами $Y_{\varepsilon} = 1,0$;
- для коліс з *косими* зубами $Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_a}$; ε_a [1, п. 3.8].

5. Перевірити міцність зубів при перевантаженнях

5.1. Умова міцності зубів за максимальними контактними напруженнями, МПа:

$$\sigma_{H \max 1} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq [\sigma]_{H \max 1};$$

$$\sigma_{H \max 2} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq [\sigma]_{H \max 2}$$

5.2 Умова міцності зубів за максимальними напруженнями при згині, МПа:

$$\sigma_{F \max 1} = \sigma_{F1} \frac{T_{\max}}{T_{\text{nom}}} \leq [\sigma]_{F \max 1};$$

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} \frac{T_{\max}}{T_{\text{nom}}} \leq [\sigma]_{F \max 2}$$

6. Сили в зачепленні зубчастих коліс

6.1. Уточнений крутний момент на шестірні, Н м:

$$T_{1y} = \frac{T_1 u}{u_{\Delta}}$$

6.2. Колові сили, Н:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{w1}}; F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{w2}}$$

6.3. Радіальні сили, Н:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

6.4. Осьові сили, Н:

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta; F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta \quad (\alpha = 20^\circ)$$

Основні параметри і розміри одержані при розрахунках приведені на рис. 3.1.

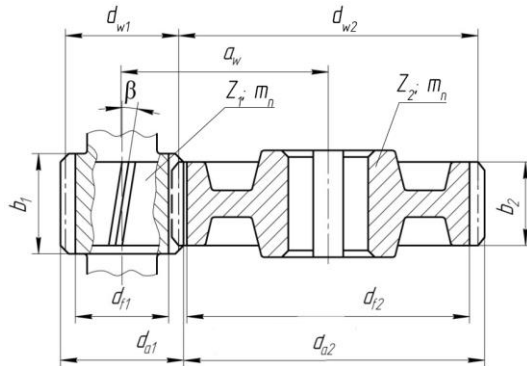


Рис. 3.1. Основні параметри й розміри, отримані в результаті розрахунку міцності циліндричних передач

3.1.1. Приклад 1. Розрахунок параметрів закритої косозубої передачі редуктора .

Початкові дані:

Схема редуктора – [1, рис. 4.2.2, g, схема 6].

$T_1 = 136,06 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $T_2 = 558,06 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $n_1 = 202,85 \text{ хв}^{-1}$; $u = 4,31$ [1, табл. 2.4.1]; $T_{\max} / T_{\text{ном}} = 1,8$ [1, п. 18.13]

Матеріал шестірни – 45Х (ГОСТ 4543-71),

$HB_1 = 270$; $\sigma_{\text{в1}} = 850 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{т1}} = 650 \text{ МПа}$;

Матеріал зубчастого колеса 50 (ГОСТ 1050-88),

$HB_2 = 250$; $\sigma_{\text{в2}} = 750 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{т2}} = 530 \text{ МПа}$.

Термообробка – «поліпшення» [1, п. 3.4].

$[\sigma']_H = 457 \text{ МПа}$ [1, п. 3.4, приклад 2];

$[\sigma]_{H \max 1} = 1820 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{H \max 2} = 1484 \text{ МПа}$;

$\sigma_{F \max 1} = 729 \text{ МПа}$; $\sigma_{F \max 2} = 675 \text{ МПа}$.

Режим навантаження – легкий (Л) [1, п. 3.4] .

Передача нереверсивна. Виробництво – одиничне.

Розрахунок:

1. Визначити розрахунковий діаметр шестірни

$$d'_y = k_d \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} k_A}{\psi_{bd} [\sigma']_H^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u^2} \cdot 10^3} =$$

$$= 67,5 \sqrt[3]{\frac{558,1 \cdot 1,05 \cdot 1,1}{0,9 \cdot 457^2} \cdot \frac{4,31 + 1}{4,31^2} \cdot 10^3} = 68,4 \text{ мм},$$

де $k_d = 67,5 \text{ МПа}^{1/3}$ – для косозубих коліс;

$\psi_{bd} = 0,9$ – коефіцієнт ширини вінця щодо діаметра шестірни;

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$ залежить від твердості та розташування коліс щодо опор [1табл. 4.2.8];

$k_{H\beta} = 1,05$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при контактній міцності, який залежить від твердості HB, розташування коліс щодо опор, та коефіцієнта $\psi_{bd} = 0,9$) [1 рис. 4.2.2, а];

$k_A = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження [1 табл. 4.2.4];

(+) – зачеплення зовнішнє [1, рис. 3.1.1].

2. Визначити основні параметри передачі

2.1. Ширина вінця:

- колеса $b_2 = b = \psi_{bd} \cdot d'_1 = 0,9 \cdot 68,4 = 61,6$ мм $b_2 = 61,6$ мм

- шестірні $b_1 = b_2 - 3 = 61 + 3 = 64$ мм

2.2. Розрахункова міжосьова відстань

$$a'_w = \frac{d'_1(u+1)}{2} = \frac{68,4(4,31+1)}{2} = 181,6 \text{ мм}$$

Прийняти $a_w = 180$ мм [1 табл. 4.2.2].

2.3. Прийняти попередньо кут нахилу зуба $\beta' = 12^\circ$:

- для коефіцієнта осьового перекриття $\varepsilon_\beta = 1,0$ визначити оптимальне значення модуля:

$$m_{onm} = b_2 \sin \frac{\beta'}{\pi} = 61 \sin \frac{12^\circ}{\pi} = 4,04 \text{ мм},$$

- для $z'_1 = 17$, визначити максимальне значення модуля зачеплення:

$$m_{\max} = d'_1 \cos \frac{\beta'}{z'_1} = 68,4 \cos \frac{12^\circ}{17} = 3,72 \text{ мм}$$

Прийняти $m_m \approx 4,0$ мм [1 табл. 4.2.5].

2.4. Сумарне число зубів передачі

$$z'_\Sigma = 2a_{w1} \cos \frac{\beta'}{z'_1} = 2 \cdot 180 \cdot \cos \frac{12^\circ}{4,0} = 88.$$

Прийняти $z_\Sigma = 88$.

2.5. Кут нахилу зуба

$$\cos \beta = \frac{z_\Sigma m_n}{2a_w} = \frac{88 \cdot 4,0}{2 \cdot 180} = 0,9778;$$

$$\beta = \arccos \beta = 12,01036^\circ = 12^\circ 06' 13''.$$

2.6. Число зубів шестірні

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{88}{4,31+1} = 16,6$$

Прийняти $z_1 = 17$.

Число зубів колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 88 - 17 = 71.$$

2.7. Дійсне передатне число передачі

$$u_d = \frac{z_2}{z_1} = \frac{71}{17} = 4,17$$

2.8. Діаметри початкових кіл коліс

$$d_{w1} = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{4,0 \cdot 17}{0,9778} = 69,55 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{4,0 \cdot 71}{0,9778} = 290,45 \text{ мм}$$

3. Перевірити втомну контактну витривалість зубів

3.1. Колова сила в зачепленні

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 10^3 136,0}{69,55} = 3913 \text{ Н}$$

3.2. Колова швидкість коліс

$$v = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 69,55 \cdot 202,85}{60 \cdot 10^3} = 0,74 \text{ м/с}$$

3.3. Ступінь точності зубів знаходять за коловою швидкістю та кутом нахилу зуба. Згідно [1 табл.4.2.12] прийняти ступінь 9.

3.4. Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні $k_{Hv} = 1.02$, за даними швидкостями, ступеня точності та твердості зубів відповідно [1, табл. 4.2.10].

3.5. Коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження пар зубів, що зачіпляються одночасно [1, табл. 4.2.11] знаходять за коловою швидкістю та ступенем точності $k_{Ha} = 1.13$.

3.6. Коефіцієнт $k_{H\beta}$, що враховує нерівномірність поділу навантаження по ширині вінця при втомній витривалості зубів. Залежить від твердості HB зубів, розташування коліс щодо опор, та коефіцієнта ψ_{ba} ширини вінця щодо діаметра шестерні [1, рис 4.2.2, а, б].

3.7. Питома розрахункова колова сила, Н/мм:

$$W_{Ht} = \frac{F_t k_{H\beta} k_{Hv} k_{Ha} k_A}{b_2} = \frac{3913 \cdot 1,05 \cdot 1,02 \cdot 1,13 \cdot 1,1}{61} = 85,4 \text{ Н/м}$$

3.8. Розрахункові допустимі контактні напруження для перевірного розрахунку, МПа:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H\lim 1} Z_{N1} Z_R Z_v Z_x}{S_{H1}} = \frac{610 \cdot 0,92 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{1,1} = 485 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H\lim 2} Z_{N2} Z_R Z_v Z_x}{S_{H2}} = \frac{570 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{1,2} = 482 \text{ МПа}$$

де $\sigma_{H\lim 1} = 610 \text{ МПа}$, $\sigma_{H\lim 2} = 570 \text{ МПа}$ – границя контактної витривалості, МПа [1, п. 3.2.3, приклад 2, підп. 2.4];

$Z_{N1} = 0,92$; $Z_{N2} = 0,98$ – коефіцієнти довговічності [1, п. 3.2.3, приклад 2, підп. 2.3];

Z_R – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхонь зубів [1, табл. 4.8.3].

Для 9-го ступеня точності зачеплення

$$R_a = 3,2 \dots 6,3; \quad Z_R = 0,95;$$

$Z_v = 1,0$ – коефіцієнт, що враховує вплив колової швидкості коліс (1, рис. 3.4.6);

$Z_x = 1,0$ – коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса (1, рис. 3.4.7), для $d_w < 700 \text{ мм}$ $Z_x = 1,0$;

$$S_H = 1,1 \text{ – коефіцієнт запасу міцності [1, п. 3.4. підп. 2.3].}$$

Допустимі контактні напруження для перевірного розрахунку:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(485 + 482) = 435 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_H \leq 1,25[\sigma]_{H2\min} = 1,25 \cdot 482 = 602 \text{ МПа}$$

3.9. Розрахункові контактні напруження та умова витривалості зубів:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \cdot \frac{u_d \pm 1}{u_d}} \leq [\sigma]_H$$

$$\sigma_H = 2,47 \cdot 190 \cdot 0,78 \sqrt{\frac{85,4}{69,55} \cdot \frac{4,17+1}{4,17}} = 452 \text{В МПа} > 435 \text{ МПа}$$

де Z_H – коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів.

$$Z_H \approx 2,50 \sqrt{\cos \beta} \approx 2,5 \sqrt{0,978} = 2,47;$$

$Z_M = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів коліс;

Z_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}} = \sqrt{\frac{1}{1,61}} = 0,78;$$

ε_a – коефіцієнт торцевого перекриття,

$$\begin{aligned} \varepsilon_a &= \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right) \cos \beta = \\ &= \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{17} + \frac{1}{71} \right) \right) \cos 12,10^\circ = 1,61. \end{aligned}$$

Перевантаження передачі $(452 - 435)100/452 = 3,9 \% < 5 \%$, що допускається.

4. Перевірний розрахунок втомної витривалості зубів при згині

4.1. Коефіцієнт, $k_{Fv} = 1,04$ враховує динамічне навантаження в зачепленні [1, табл. 4.2.10] залежить від колової швидкості, ступеня точності, твердості зубів.

4.2. Коефіцієнт, $k_{F\beta} = 1,11$ враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при витривалості зубів на згин знаходять за твердістю НВ, розташування коліс щодо опор, та коефіцієнта щодо діаметра шестерні ψ_{bd} [1, рис. 4.2.2, в,].

4.3. Коефіцієнт, $k_{Fa} = 1,35$ враховує нерівномірність навантаження пар зубів, що зачіпляються одночасно [1, табл. 4.2.11] з урахуванням швидкості та ступені точності).

4.4. Питома розрахункова колова сила

$$W_{Ft} = \frac{F_t k_{F\beta} k_{Fv} k_{Fa} k_A}{b_2} = \frac{3913 \cdot 1,11 \cdot 1,04 \cdot 1,35 \cdot 1,1}{60} = 111,8 \text{ Н/мм}.$$

4.5. Еквівалентне число зубів

$$z_{1E} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{17}{\cos^3 12,104^\circ} = \frac{17}{0,9778^3} = 18,1;$$

$$z_{2E} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{71}{\cos^3 12,104^\circ} = \frac{71}{0,9778^3} = 76,0.$$

4.6. Коефіцієнт, що враховує форму зубів знаходять за еквівалентним числом зубів і коефіцієнтом зміщення [1, рис. 4.2.3]

$$Y_{FS1} = 4,08,$$

$$Y_{FS2} = 3,72.$$

4.7. Допустимі напруження при згині для перевірного розрахунку:

- базове число циклів напружень $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$;
- -еквівалентне число циклів навантаження:

$$N_{FE} = 60n_1L_hcK_{FE}$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 202,85 \cdot 13140 \cdot 1 \cdot 0,656 = 104,5 \cdot 10^6$$

$$N_{FE1} = \frac{N_{FE1}}{u} = \frac{104,5 \cdot 10^6}{4,33} = 24,1 \cdot 10^6.$$

де $L_h = 13140$ год. [1, п. 3.4] – довговічність роботи передачі;

$c = 1$ – число зачеплень зубів за один оберт колеса;

K_{FE} – коефіцієнт інтенсивності навантаження

$$K_{FE} = \sum \left(\left(\frac{T_i}{T_1} \right)^{q_F} \cdot \left(\frac{t_i}{L_h} \right) \right) =$$

$$= \sum (1^6 \cdot 0,6 + 0,8^6 \cdot 0,2 + 0,5^6 \cdot 0,2) = 0,656$$

q_F – показник степеня кривої втоми: $q_F = 6$ – для $HВ < 350$;

- коефіцієнт довговічності роботи передачі

$$Y_{N1} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{F\lim}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{104,5 \cdot 10^6}} = 0,58;$$

$$Y_{N2} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{F\lim}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{24,1 \cdot 10^6}} = 0,74.$$

Для $N_{F\lim} \leq N_{FE1}$; $Y_{N1} = 1$; $N_{F\lim} < N_{FE2}$; $Y_{N2} = 1$

- границя витривалості зубів при згині знаходять за даними [1, табл. 3.4.1]:

$$\sigma_{F \lim 1} = 1,75 HB_1 = 1,75 \cdot 270 = 472,5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 1,75 HB_2 = 1,75 \cdot 250 = 437,5 \text{ МПа}$$

- допустимі напруження при згині:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \lim 1} Y_{N1} Y_A Y_R Y_X}{S_F} = \frac{750,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,04}{1,8} = 433 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \lim 2} Y_{N2} Y_A Y_R Y_X}{S_F} = \frac{750,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,03}{1,8} = 429 \text{ МПа}$$

де Y_A – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього навантаження зуба:

$Y_A = 1,0$ – за відсутності реверса;

Y_R – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні зуба,

$Y_R = 1,0$ – для нешліфованої поверхні;

Y_X – коефіцієнт, що враховує розмір зубчастого колеса:

$$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125 d_{w1} = 1,05 - 0,000125 \cdot 69 = 1,04$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 d_{w2} = 1,05 - 0,000125 \cdot 290 = 1,03$$

$S_F = 1,8$ – коефіцієнт запасу міцності

4.8. Розрахунок виконуємо для елемента пари "шестірня - колесо", який має менше значення відношення $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{FS1}}$ або $\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{FS2}}$

$$\frac{[\sigma]_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{433}{4,20} = 1,03 \quad \frac{[\sigma]_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{426}{3,72} = 1,15$$

Подальший розрахунок виконуємо для шестірні.

4.9. Розрахувати напруження при згині зуба та умови витривалості зубів:

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{FS1} Y_\beta Y_\epsilon W_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma]_{F1},$$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{4,20 \cdot 0,89 \cdot 0,63 \cdot 111,8}{4,0} = 65,8 \text{ МПа} \leq 433 \text{ МПа},$$

де Y_β – коефіцієнт, що враховує нахил зуба:

$$Y_\beta = 1 - \beta^0 / 120^0 = 1 - 128 / 120 = 0,89$$

Y_ε – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_a} = \frac{1}{1,6} = 0,625$$

5. Перевірити міцність зубів при перевантаженнях

5.1 Умова міцності зубів за максимальними контактними напруженнями:

$$\sigma_{H \max 1} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} = 452 \sqrt{1,8} = 590 \leq [\sigma]_{H \max 2} = 1484 \text{ МПа}$$

5.2. Умова міцності зубів за максимальними напруженнями при згині:

$$\sigma_{H \max 1} = \sigma_{F1} \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 65,8 \cdot 1,8 = 118 \leq [\sigma]_{F \max 2} = 675 \text{ МПа}$$

6. Сили в зачепленні зубчастих коліс

6.1. Уточнений крутний момент на шестірні

$$T_{1y} = \frac{T_1 \cdot u}{u_d} = \frac{136,1 \cdot 4,31}{4,17} = 140,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

6.2. Коллові сили

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_{1y}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 140,1}{69,55} = 4028 \text{ Н}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 558,1}{290,45} = 3843 \text{ Н}.$$

6.3. Радіальні сили

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{4028 \cdot \operatorname{tg} 20^0}{\cos 12,103^0} = 1499 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{3843 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 12,103^\circ} = 1430 \text{ Н}$$

6.4. Осьові сили

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = 4028 \operatorname{tg} 12,103^\circ = 864 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta = 3843 \operatorname{tg} 12,103^\circ = 824 \text{ Н}$$

Розраховані параметри й розміри коліс закритої косозубої циліндричної передачі (рис. 3.1):

$$a_w = 180 \text{ мм}; m_n = 4,0 \text{ мм}; \beta = 12,103^\circ = 12^\circ 06' 13'';$$

$$z_1 = 17; d_{w1} = 69,55 \text{ мм}; b_1 = 59 \text{ мм}; u_d = 4,31;$$

$$z_2 = 71; d_{w1} = 290,45 \text{ мм}; b_2 = 62 \text{ мм};$$

3.2. Розрахунок закритих передач (відносно a_w)

Проектний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів при згині

Рекомендується така послідовність розрахунку передачі:

1. Визначити передаточне число.

2. Знайти обертальний момент на валі колеса T_2 , Н·м

3. Вибрати матеріали коліс і визначити термічну обробку [22, с. 175], [15], яка поділяє матеріали на дві групи залежно від величини твердості:

- *перша група* – з твердістю ≤ 350 HB (нормалізація, загартування, поліпшення);

- *друга група* – з твердістю > 350 HB (об'ємне загартування, цементация, азотування).

4. За даними графіка [22, рис. 12.21] для шестірні і колеса базу випробувань N_{H_0} беруть залежно від твердості HB робочих поверхонь зубів; при розрахунку на згин зубів базу випробувань беруть $N_{F_0} = 4 \cdot 10^6$.

Для режиму *постійного навантаження* еквівалентне число циклів N_{HE} [22, формула (12.58)] і N_{FE} [22, формула (12.75)]. При *ступінчастому навантаженні* [22, рис. 12.22] еквівалентне число циклів визначити за *циклограмою навантажень* N_{HE} [22, формула (12.59)] і [22, формула (12.76)]. Визначити коефіцієнт довговічності N_{FE} , K_{HL} [22, рис. 12.20] і K_{FL} [22, формула (12.74)].

5. Згідно [22, табл. 12.4 і 12.6] визначити межу контактної витривалості для поверхні зубів шестірні і колеса $\sigma_{H_{0i}}$ і межу витривалості при згині зубів шестірні і колеса $\sigma_{F_{0i}}$, за коефіцієнтів безпеки S_H [22, с.183] і S_F [22, с.191].

6. Знайти допустимі напруження:

- контактні $[\sigma_H]_2$ [22, формула 12.57] для матеріалу колеса як менш міцного при розрахунках прямозубих коліс; при розрахунку косозубих коліс визначають $[\sigma_H]_1$ і $[\sigma_H]_2$ і з тим відповідно до рекомендацій [22, формула 12.64];

- згину $[\sigma]_F$ для матеріалу шестірні і колеса [22, формула 12.73]. При твердості матеріалу $HB > 350$ твердість вимірюється за шкалою Роквелла, де $10 HB \approx 1 HRC$.

7. Визначити параметри передачі, для чого попередньо вибрати;

7.1. Коефіцієнт ширини коліс ψ_{ba} для редукторів беруть згідно [22, с. 186]:

- для зубчастих коліс із поліпшених сталей при несиметричному розташуванні зубчастих коліс відносно опор $\psi_{ba} = 0,315...0,4$;

- для зубчастих коліс із загартованих сталей

$$\psi_{ba} = 0,25...0,315;$$

- при симетричному розташуванні зубчастих коліс відносно опор

$$\psi_{ba} = 0,4...0,5;$$

- для пересувних зубчастих коліс коробок швидкостей

$$\psi_{ba} = 0,1...0,2;$$

- для зубчастих коліс шевронної передачі $\psi_{ba} = 0,4...0,8$ (при цьому $b_2 \leq 2,5 \cdot d_1$.)

Стандартні значення коефіцієнта ψ_{ba} наведені в [22, с. 211]. При різних ширині спряжених зубчастих коліс значення ψ_{ba} беруть для найвузькішого з них.

7.2. Задати кількість зубів шестірні z_1 [22, с. 188].

Для зубчастих передач без зміщення рекомендується брати : $z_1 \geq 17$ зубів (відсутнє підрізання зубів). Для зменшення габаритних розмірів тихохідних зубчастих передач допускається $z_1 \geq 12$. В

особливих випадках z_1 беруть і менше. У швидкохідних передачах з метою зменшення шуму рекомендують брати $z_1 \geq 25$ зубів.

7.3. Обчислити коефіцієнт вінця ψ_{bd} [22, формула (12.65)].

7.4. Знайти значення коефіцієнтів $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ [22, рис. 12.18]

8. Обчислити міжосьову відстань a_{σ} за [22, формула 12.61].

$$a_{\sigma} = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} / u^2 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}.$$

Для стандартних передач числове значення міжосьової відстані a_{σ} заокруглюють до ближчого значення із ряду R_{a40} .

9. Обчислити модуль передачі за виразом [22, формула (12.70)]:

$$m = K_m \sqrt[3]{T_2 K_{F\beta} Y_F / u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}.$$

Одержане значення модуля m необхідно заокруглити до ближчого більшого стандартного значення. Брати $m < 2$ мм у силових передачах не рекомендують.

10. Підрахувати сумарну кількість зубів для *прямозубих передач* згідно [22, формула (12.28)].

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 2a_{\sigma} / m$$

Враховуючи, що z_{Σ} повинно бути цілим числом, інколи приходить змінювати значення a_{σ} і m , або здійснювати зміщення інструмента.

Для *косозубих передач* спочатку визначити мінімальний кут нахилу зубів

$$\beta_{\min} = \arcsin \left(\frac{4m}{b_2} \right) \geq 8^\circ,$$

для шевронних передач $\beta_{\min} = 25^\circ$.

Потім визначити сумарну кількість зубів

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2a_{\sigma} \cos \beta_{\min}}{m}.$$

Одержане значення z_{Σ} заокруглити в меншу сторону до цілого числа і визначити дійсне значення кута:

$$\beta = \arccos\left(\frac{z_{\Sigma} m}{2a_{\sigma}}\right), \quad 8 \leq \beta \leq 20^\circ$$

11. Взяти кількість зубів шестірні z_1 , як вказано в [22, с. 188] і п. 7.2, або визначити залежно від взятої сумарної кількості зубів z_{Σ} [22, формула (12.86)] $z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u \pm 1} > z_{\min}$, (значення z_1 заокруглюють до цілого числа).

Крім того, сумарна кількість зубів z_{Σ} має бути такою, щоб кількість зубів шестірні z_1 була $z_1 \geq z_{\min}$, коли вилучається підрізання ножки зуба (нарізання зуба зі зміщенням), [22, § (12.2)].

Для *прямозубих* коліс $z_{\min} = 17$. Для *косозубих і шевронних* коліс $z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta$.

Кількість зубів колеса z_2 для внутрішнього і зовнішнього зачеплення відповідно, згідно з [22, формула (12.87)], має бути $z_2 = z_{\Sigma} - z_1$ і $z_2 = z_{\Sigma} + z_1$.

12. Визначити фактичне значення передаточного числа $u = z_2 / z_1$ з точністю до 0,01. В багатоступінчастих редукторах дійсне загальне передаточне число не повинно відрізнятись від заданого більше ніж на 4 %.

13. Розрахувати геометричні розміри передачі (рис. 3.1). Діаметри ділильних кіл визначають з точністю до 0,01 мм.

14. Уточнити передаточне число, міжосьову відстань і визначити ширину коліс. Ширину шестірні b_1 рекомендується брати на 2...5 мм більшою від ширини зубчастого колеса b_2 , цим враховують неточність складання і можливу осьову «гру» передачі. При твердості активної поверхні обох коліс $> \text{HB } 350$ приймають $b_1 = b_2$. Значення $b = b_2$ узгоджують з рядом R40 стандартних чисел ГОСТ 6636-69, [22, с. 211]. Значення передаточного відношення u і міжосьової відстані a_{σ} для передач індивідуального малосерійного виробництва можна не узгоджувати з рядом стандартних чисел [22, с. 211]

Точність обчислень d_1 і a_{σ} до 0,001 мм, а u – до 0,01.

Перевірний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів коліс при згині

15. Обчислити колову швидкість [22, формули (12.36),] і призначити відповідний ступінь точності передач [22, табл.12.2].

16. Обчислити сили (F_t, F_r, F_a) , що діють у зачепленні [22, формули (12.40), (12.43), (12.45)].

17. Уточнити значення коефіцієнтів навантаження $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$, і $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu}$ [22, рис.12.17; 12.18 і табл.12.3], а також коефіцієнтів Z_H, Z_M , [22, с.181], та Z_ε згідно з [22, формули (12.53), (12.54), (12.55)].

18. За даними [22, формула (12.60)] визначити контактні напруження:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \left[\frac{(u \pm 1)}{u} \right] \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} (u \pm 1)}{2 a_{\varpi}^3 \psi_{ba}}} \leq [\sigma_H].$$

Якщо розрахункові напруження σ_H менші від допустимих, то розрахунок можна вважати закінченим. Немає потреби робити перерахунок, якщо розрахункові напруження не перевищують 15 % або перевищують 5 % від допустимих.

Звичайно відкриті передачі на контактну витривалість не перевіряють. Проте з метою усунення небезпеки заїдання (при твердості зубів < HB 350) рекомендується і відкриті передачі перевіряти на контактну витривалість зубів.

19. Визначити за даними [22, формула (12.68)] напруження згину для *прямозубих передач*

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b m} K_{F\beta} K_{F\nu} \leq [\sigma]_F.$$

Якщо обчислені контактні напруження і напруження згину відрізняються від допустимих більше значень обумовленого діапазону, необхідно змінити параметри передач ($m; a_{\varpi}$) або термообробку. Слід пам'ятати, що при перевірці на згин зубів (з твердістю < HB 350) закритої передачі, розміри якої визначено з розрахунку на контактну витривалість, звичайно виявляється, що розрахункові напруження згину значно нижчі від допустимих. Цей результат не повинен розглядатись як недовантаження передач, і її параметри змінювати не слід.

20. При дії на зуби короточасних перевантажень необхідно провести перевірку зубів на контактну міцність за максимальним навантаженням $\sigma_{H_{\max}}$ [22, формула (12.66)].

21. Для дрібномодульних коліс і коліс з матеріалу з високою твердістю виконують перевірний розрахунок зубів на втому при згині.

За рекомендацією [22, рис. 12.23] взяти коефіцієнти форми зуба Y_{F_1} і Y_{F_2} . Для *косозубих передач* попередньо визначають еквівалентне число зубів z_{v_1} і z_{v_2} і вже відповідно до цих значень коефіцієнти форми зуба.

Визначити порівняльні характеристики міцності зубів шестірні і колеса на згин $[\sigma]_F / Y_F$. Розрахунок передачі ведуть для менш міцного зуба.

Знайти коефіцієнт Y_β нахилу зубів [22, с. 190], а також коефіцієнт Y_ε перекриття зубів [22, с. 189] відповідно для *прямозубих* і *косозубих* передач.

22. Розрахувати напруження згину σ_F біля основи менш міцного зуба для *косозубих коліс* за виразом [22, формула (12.68)].

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \frac{F_t}{b m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_F$$

Якщо при перевірному розрахунку σ_F значно менше $[\sigma]_F$, то це допустимо. Якщо $\sigma_F > [\sigma]_F$, то задаються новим модулем m відповідно змінюючи z_1 і z_2 і повторюють розрахунок передачі на згин. При цьому міжосьова відстань a_w не змінюється і, звичайно, не порушується опір контактної втоми передачі.

23. При дії короточасних перевантажень зубів провести перевірку щодо виникнення пластичної деформації або крихкого зламу при згині від дії максимального навантаження $\sigma_{F_{\max}}$ [22, формула (12.77)].

3.2.1. Приклад 2. Розрахунок параметрів закритої циліндричної косозубої передачі редуктора

Початкові дані: задані параметри, що взяті з технічного завдання на проектування приводу.

Розрахувати закриту циліндричну косозубу передачу редуктора приводу загального призначення при $P_2=5$ кВт, частота обертання $n_1=960$ хв⁻¹, $n_2=320$ хв⁻¹, строк служби $t=20000$ год. Режим роботи нереверсивний. Симетричне розташування шестірні та колеса відносно опор. Навантаження змінне (задана циклограма (рис.3.2)). При пуску навантаження в 1,6 рази більше за номінальне.

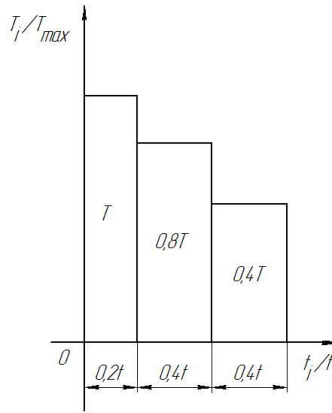


Рис. 3.2. Графік змінного навантаження

Проектний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів при згині

Розрахунок

1. Визначити передаточне число:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{960}{320} = 3.$$

2. Знайти обертальний момент на валі колеса:

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{5}{320} = 149,2, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Вибрати матеріал для шестірні і колеса згідно з рекомендаціями [15]: – Сталь 40ХН з поверхневим загартуванням та нагрівом токами високої частоти до твердості 55HRC для шестірні і 50HRC для колеса.

$$\sigma_B = 835 \text{ МПа}; \sigma_T = 540 \text{ МПа}; \text{ згідно [15, табл.2.1].}$$

4. За графіком [22, рис. 12.21] взяти базу випробувань:

- для шестірні $N_{Ho1} = 1,05 \cdot 10^8$;
- для колеса $N_{Ho2} = 8,9 \cdot 10^7$.

База випробувань на згин для шестірні і колеса – $N_{Fo} = 4 \cdot 10^6$.

За [22, формула (12.59)] визначити еквівалентне число циклів за контактними напруженнями.

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot n \cdot \sum \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \cdot t \right];$$

$$N_{HE1} = 60 \cdot 1 \cdot 960 \cdot (1^3 \cdot 0,2 \cdot 20000 + 0,8^3 \cdot 0,4 \cdot 20000 + 0,4^3 \cdot$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot 1 \cdot 32 \cdot (1^3 \cdot 0,2 \cdot 20000 + 0,8^3 \cdot 0,4 \cdot 20000 + 0,4^3 \cdot 0,4 \cdot 20000) = 1,65 \cdot 10^8.$$

Знайти коефіцієнт довговічності.

$$1 \leq K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{Ho}}{N_{HE}}} \leq 2,6;$$

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{1,05 \cdot 10^8}{4,95 \cdot 10^8}} = \sqrt[6]{0,21} = 0,77, \text{ взяти } K_{HL1} = 1;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{8,9 \cdot 10^8}{1,65 \cdot 10^8}} = \sqrt[6]{0,54} = 0,9, \text{ взяти } K_{HL2} = 1.$$

За [22, формула (12.76)] визначати еквівалентне число циклів за напруженнями згину.

$$N_{FE} = 60 \cdot c \cdot n \cdot \sum \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 \cdot t \right];$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot 960 \cdot (1^9 \cdot 0,2 \cdot 20000 + 0,8^9 \cdot 0,4 \cdot 20000 + 0,4^9 \cdot 0,4 \cdot 20000) = 2,9 \cdot 10^8;$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 1 \cdot 32 \cdot (1^9 \cdot 0,2 \cdot 20000 + 0,8^9 \cdot 0,4 \cdot 20000 + 0,4^9 \cdot 0,4 \cdot 20000) = 9,7 \cdot 10^6.$$

За [22, формула(12.74)] знайти коефіцієнт довговічності.

$$1 \leq K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{Fo}}{N_{FE}}} \leq 1,6;$$

$$K_{FL1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,9 \cdot 10^8}} = 0,62, \text{ взяти } K_{FL1} = 1;$$

$$K_{FL2} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{9,7 \cdot 10^6}} = 0,9, \text{ взяти } K_{FL1} = 1.$$

5. Визначити межу контрактної витривалості для зубів шестірні і колеса σ_{Ho} і межу витривалості при згині σ_{F0} , згідно [22, табл. 12.4; 12,6].

$$\sigma_{Ho1} = 17HRC + 200 = 17 \cdot 55 + 200 = 1135, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Ho2} = 17HRC + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F01} = 750 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F02} = 600 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт безпеки: $S_H = 1,2$, згідно з [1, с. 183]; $S_F = 1,7$ згідно з [1, с. 191].

Коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубів $K_{HR} = 0,95$ за даними [22, формула (22.27)].

6. Визначити допустимі контакти напруження, [22, формула (12.57)]

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Ho1} \cdot K_{HR1} \cdot K_{HL1}}{S_H} = \frac{1135 \cdot 0,95 \cdot 1}{1,2} = 988,4, \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Ho2} \cdot K_{HR2} \cdot K_{HL2}}{S_H} = \frac{1050 \cdot 0,95 \cdot 1}{1,2} = 914,4, \text{ МПа}.$$

Визначити допустиме контактне напруження, [22, формула (12.64)].

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(988,4 + 914,4) = 856,26, \text{ МПа}$$

$$856,26 \text{ МПа} \leq 1,23[\sigma]_{H \min};$$

$$[\sigma_H] = 856,26 \leq 1,23 \cdot 914,4 = 1124,7, \text{ МПа}.$$

Визначити напруження згину для шестірні і колеса, [22, формула (12.73)]:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F01} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC}}{S_F} = \frac{750 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 441,17, \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F02} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC}}{S_F} = \frac{600 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 352,94, \text{ МПа}.$$

де K_{FC} – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього навантаження зуба. За відсутності реверса $K_{FC} = 1$

7. Визначити параметри передачі для чого спочатку попередньо вибрати:

7.1. Коефіцієнт ширини коліс $\psi_{ba} = 0,4$, згідно з [22, с. 186].

7.2. Кількість зубів шестірні $z_1 = 17$, згідно з [22, с.188]

7.3. Визначити коефіцієнт вінця ψ_{bd} , згідно з [22, формула (12.65)]

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba} \cdot (u + 1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (3 + 1) = 0,8.$$

7.4. Визначити значення коефіцієнтів нерівномірності розподілення навантаження по довжині зуба згідно з [22, рис. 12.18]:

$$K_{H\beta} = 1,04; \quad K_{F\beta} = 1,025.$$

8. Обчислити міжосьову відстань за [22, формула (12.61)].

$$a_{\omega} = K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{(u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2)}};$$

$$a_{\omega} = 430 \cdot (3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{149,219 \cdot 1,04}{(3^2 \cdot 0,4 \cdot 856,26^2)}} = 66,88, \text{ мм}$$

Взяти значення міжосьової відстані згідно з [22, с.211], $a_{\omega} = 71 \text{ мм}$.

9. Обчислити модуль передачі [22, формула (12.70)].

$$m = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{u \cdot z_1^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_F}};$$

$$m = 11,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{149,219 \cdot 1,025 \cdot 3,9}{17^2 \cdot 3 \cdot 0,8 \cdot 352,94}} = 1,507, \text{ мм}$$

Взяти модуль передачі $m = 2 \text{ мм}$, згідно з [22, с.159].

10. Знайти сумарну кількість зубів [22, формула (12.28)].

Визначити мінімальний кут нахилу зубів.

$$\beta_{\min} = \arcsin \left(\frac{4m}{b_2} \right) \geq 8^\circ;$$

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{\omega} = 0,4 \cdot 71 = 28,4, \text{ мм}$$

Взяти ближче стандартне значення ширини вінця колеса $b_2 = 28 \text{ мм}$

$$\beta_{\min} = \arcsin \left(\frac{4 \cdot 2}{28} \right) = \arcsin 0,28 = 16^\circ;$$

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_{\omega} \cos \beta_{\min}}{m} = \frac{2 \cdot 71 \cdot \cos 16^\circ}{2} = 68,25.$$

Взяти $z_{\Sigma} = 68$.

Визначити дійсне значення кута.

$$\beta = \arccos \left(\frac{z_{\Sigma} \cdot m}{2a_{\omega}} \right); \quad \beta = \arccos \left(\frac{68 \cdot 2}{2 \cdot 71} \right) = \arccos 0,95 = 16^\circ 7'.$$

11. Визначити кількість зубів шестірні [22, формула (12.86)].

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{68}{3+1} = 17;$$

12. Визначити кількість зубів колеса [22, формула (12.87)]

$$z_2 = z_{\Sigma} - z = 68 - 17 = 51.$$

13. Визначити дійсне передаточне число

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{17} = 3.$$

Геометричний розрахунок

14. Визначити діаметри ділильних кіл [22, формула (12.2)].

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{1 \cdot 72}{\cos 16^{\circ} 7'} = 35,49, \text{ мм},$$

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{51 \cdot 2}{\cos 16^{\circ} 7'} = 106,49, \text{ мм},$$

Визначити діаметри западин зубів.

$$d_{f1} = d_1 - 2,25 \cdot h_f = 35,49 - 2 \cdot 2,5 = 30,49, \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,25 \cdot h_f = 106,49 - 2 \cdot 2,5 = 101,49, \text{ мм};$$

Визначити діаметри вершин зубів.

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{\alpha} = 35,497 + 2 \cdot 2 = 39,49, \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{\alpha} = 106,491 + 2 \cdot 2 = 110,49, \text{ мм};$$

15. Визначити ширину шестірни і колеса.

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{\omega} = 0,4 \cdot 71 = 28, \text{ мм}.$$

При твердості активної поверхні зубів обох коліс $> \text{HB } 350$ взяти $b_1 = b_2 = 28 \text{ мм}$,

Уточнити передаточне число

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{17} = 3.$$

Уточнити міжосьову відстань

$$a_{\omega} = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{35,497 + 106,491}{2} = 70,99, \text{ мм}.$$

Перевірний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів коліс при згині

16. Обчислити колову швидкість за [22, формула (12.35)].

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 106,491 \cdot 320}{60000} = 1,78, \text{ м/с}.$$

Призначити 9-ту ступінь точності згідно з [22, табл. 12.2].

17. Визначити сили, що діють у зачепленні [22, формула (12.40), (12.43), (12.45)].

Колова сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 149,219}{106,491} = 2883,7, \text{ Н};$$

Радіальна сила:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{2883,7 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos 16^{\circ 7'}} = 1095,8, \text{ Н};$$

Осьова сила:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2883,7 \cdot \operatorname{tg} \beta = 865,1, \text{ Н}.$$

18. Уточнити значення коефіцієнтів K_H і K_F [22, рис. 12.17; 12.18; табл. 12.3].

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} = 1,12 \cdot 1,04 \cdot 1,1 = 1,28;$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu} = 1,31 \cdot 1,05 \cdot 1,01 = 1,39;$$

Визначити коефіцієнти :

$$Z_H = 1,76 \text{ — згідно з [22, формула (12.50)]};$$

$$Z_M = 275 \text{ — згідно з [22, формула (12.51)].}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,56}} = 0,8, \text{ для косозубих передач згідно з [22,}$$

формула (12.54); (12.55)].

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \\ &= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{17} + \frac{1}{51} \right) \right] \cdot \cos 16^{\circ 7'} = 1,56. \end{aligned}$$

19. Визначити контактні напруження за [22, формула (12.60)].

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \left[\frac{(u+1)}{u} \right] \cdot \\ &\cdot \sqrt{\frac{10^3 \cdot T_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot (u+1)}{2\alpha^3 \cdot \psi_{ba}}} \leq [\sigma]_H; \end{aligned}$$

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,8 \cdot \left[\frac{(3+1)}{3} \right] \cdot \sqrt{\frac{10^3 \cdot 149,219 \cdot 1,28128 \cdot (3+1)}{2 \cdot 71^3 \cdot 0,4}} =$$

$$= 847,87 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 856,26 \text{ , МПа} .$$

20. Визначити допустимі максимальні контактні напруження при перевантаженнях [22, формула (12.66)].

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_i}} \leq [\sigma_H]_{\max};$$

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 540 = 1512 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_n} = 856,26 \cdot \sqrt{1,6} = 1083 \text{ МПа} \leq [\sigma_H]_{\max} = 1512 \text{ , МПа}$$

21. Визначити еквівалентну кількість зубів [22, формула (12.72)]:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{17}{\cos^3 16^{\circ 7'}} = 19;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{51}{\cos^3 16^{\circ 7'}} = 58.$$

За кількістю еквівалентних зубів знайти коефіцієнти форми зуба для шестерні $Y_{F1}=4$, і колеса $Y_{F2}=3,65$. Ізгідно з [22, рис. 12.23].

22. Визначити порівняльні характеристики міцності зубів:
шестірни:

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{441,17}{4,1} = 107,6;$$

колеса:

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{352,94}{3,65} = 96,7.$$

Знайти коефіцієнт Y_β нахилу зубів [22, с. 190]

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{16^{\circ 7'}}{140} = 0,88.$$

Визначити коефіцієнт перекриття зубів $Y_\epsilon = 1$ [22, с.189].

23. Розрахувати напруження згину [22, формула (12.68)] та порівняти з допустими значеннями напружень згину.

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot \frac{F_t}{bm} \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\theta} \leq [\sigma_F] =$$

$$208,9 < [\sigma]_F = 352,94 \text{ МПа}.$$

24. Визначити максимальне напруження при короткочасному перевантаженні зубів [22, формула (12.77)].

Допустиме максимальне напруження [22, с 193].

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_i} \leq [\sigma]_{F \max};$$

$$[\sigma]_{F \max} = 0,6 \cdot \sigma_B = 0,6 \cdot 835 = 501, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} = 208,9 \cdot 1,6 = 334,24 < [\sigma]_{F \max} = 501, \text{ МПа}.$$

3.3. Особливості розрахунку відкритих циліндричних передач

Відкриті передачі на контактну витривалість не перевіряють, проте з метою усунення небезпеки заїдання (при твердості зубів < HB 350) рекомендується і відкриті передачі перевіряти на контактну витривалість зубів.

При відомих початкових даних рекомендується така послідовність розрахунку відкритих передач.

1. Визначити передаточне відношення:

$$u = n_1/n_2.$$

2. Знайти обертальний момент на валі колеса, Н·м:

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2}$$

3. Визначити допустимі напруження на згин зубів.

Границі витривалості зубів шестірні і колеса вибрати згідно з [25, п. 22.11] МПа:

- базова кількість циклів навантаження $N_{Fo} = 4 \cdot 10^6$;

- еквівалентна кількість циклів навантаження

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE1}; \quad N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE2},$$

де L_h – довговічність роботи передачі, год, або

$$L_h = n_{\text{рік}} \cdot 365 \cdot n_{\text{зм}} \cdot 8 \cdot K_{\text{рік}} \cdot K_{\text{діб}},$$

де $n_{\text{рік}}$ – кількість років роботи;

$n_{\text{зм}}$ – кількість змін роботи;

$K_{\text{рік}}$ – коефіцієнт використання передачі протягом року;

$K_{\text{діб}}$ – коефіцієнт використання передачі протягом доби;

$c = 1, 2, \dots$ – кількість зачеплень зуба за один оберт колеса (зі схеми передачі [19, рис. 1.12];

Знайти коефіцієнт інтенсивності навантаження:

$$K_{FE} = \sum \left((T_i / T_1)^{m_F} \cdot (t_i / L_h) \right)_i$$

де ($i = 1, 2, 3, \dots$);

K_{FE} – коефіцієнт інтенсивності навантаження, який визначають відповідно до циклограми [25, рис. 2.2, а] або при типових режимах навантаження деталей машин [25, рис. 2.3], наведених в [25, табл. 4.1].

Тут m_F – показник степеня кривої втоми, який беруть:

- $m_F = 6$ – для зубчастих коліс із твердістю поверхні зубів $H \leq 350$ HB та зі шліфованою перехідною поверхнею незалежно від твердості;

- $m_F = 9$ – для зубчастих коліс із не шліфованою перехідною поверхнею при твердості зубів $H > 350$ HB;

- коефіцієнт довговічності роботи передачі:

$$K_{FE1} = m_F \sqrt{\frac{N_{Fo}}{N_{FE1}}}, \quad K_{FE2} = m_F \sqrt{\frac{N_{Fo}}{N_{FE2}}};$$

$$(1 \leq K_{FL} \leq 1,63).$$

Коефіцієнти довговічності для зубів шестірні і колеса при $N_{Fo} < N_{FE1}$ і $N_{Fo} < N_{FE2}$, беруть рівним одиниці ($K_{FL} = 1$)

- границю витривалості зубів на згин, МПа: σ_{Fo1} і σ_{Fo2} вибирають з [25, табл. 22.6] відповідно до твердості зубів;

- допустимі напруження на згин, МПа:

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{Fo1} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F,$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{Fo2} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F,$$

де $K_{FC} = 1,0$ – за відсутності реверса;

$K_{FC} = (0,7...0,8)$ – при реверсивному навантаженні;

K_{FR} – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні зубця;

$K_{FR} = 1,0$ – для нешліфованої поверхні;

$S_F = (1,7...2,2)$ – коефіцієнт запасу міцності (більші значення для литих заготовок).

4. Розрахувати модуль m' в зачепленні, мм:

$$m' = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_A \cdot Y_F \cdot 10^3}{z_3^2 \psi_{bd} [\sigma]_{F1} \cdot u}},$$

де $K_m = 1,4$ для прямозубих коліс ($\beta = 0$);

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини вінця щодо діаметра колеса;

$\psi_{bd} = b/d$ – залежить від твердості і розташування коліс щодо опор [25, рис. 23.8];

K_A – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження [1, табл. 4.2.4];

$z_1 = 17...19$ – число зубів шестірні;

Число зубів колеса $z_2 = z_1 \cdot u$ (ціле число).

Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зубів.

Значення коефіцієнта Y_F для зубчастих коліс циліндричних передач зовнішнього зачеплення беруть за графіком [22, рис. 12.23] залежно від коефіцієнта зміщення x і числа зубів z прямозубого зубчастого колеса або еквівалентного числа зубів z_v для косозубого.

Розрахунок виконують для того елемента пари «шестірня – колесо», який має менше значення відношень $[\sigma]_{F1}/Y_{F1}$; $[\sigma]_{F2}/Y_{F2}$.

Значення модуля округлити до найближчого значення $m_n \approx m$ відповідно до ГОСТ 9563-60 [25, с. 260].

5. Вибір основних параметрів передачі:

5.1. Дійсне передаточне число передачі:

$$u_d = z_2 / z_1.$$

5.2. Діаметри зубчастих коліс, мм:

- початкові $d_{w1} = m_n \cdot z_1$; $d_{w2} = m_n \cdot z_2$;
- вершин зубів $d_{a1} = m_n \cdot (z_1 + 2)$; $d_{a2} = m_n \cdot (z_2 + 2)$;
- ніжок зубів $d_{f1} = m_n \cdot (z_1 - 2,5)$; $d_{f2} = m_n \cdot (z_2 - 2,5)$.

5.3. Міжосьова відстань, мм:

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2).$$

За необхідності мати стандартну міжосьову відстань a_w [1, (табл. 4.2.2)] використовують корегування зубів [1, п. 4.3].

5.4. Ширина вінця зубчастого колеса числове значення якого округляють до цілого числа, мм.

$$b_2 = b = \psi_{bd} \cdot d_{w1}.$$

5.5. Ширина вінця шестірні, мм:

$$b_1 = b_2 + (3...5).$$

6. Перевірка втомної витривалості зубів при згині:

6.1. Колова сила в зачепленні, Н:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_{w1}.$$

6.2. Колова швидкість коліс, м/с:

$$v = \pi \cdot d_{w1} \cdot n_1 / (60 \cdot 10^3).$$

6.3. Рекомендовані ступені точності зубів зубчастих передач залежно від колової швидкості для силових передач наведені в [25, табл. 22.2].

6.4. Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні [25, табл. 23.4]. K_{Fv} вибрати залежно від колової швидкості зубів, ступеня точності та твердості зубів.

6.5. Коефіцієнт $K_{F\beta}$, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця знаходять відповідно до твердості зубів, розташування коліс щодо опор та коефіцієнта ψ_{bd} .

6.6. Коефіцієнти зовнішнього динамічного навантаження K_d наведено в [1, табл. 4.2.4].

6.7. Визначити питому розрахункову колову силу, Н/мм:

$$W_{Ft} = F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_d / b_2.$$

6.8. Розрахункові напруження зуба при згині та умова витривалості зубів:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot W_{Ft} / m_n \leq [\sigma]_{F1},$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot W_{Ft} / m_n \leq [\sigma]_{F2}.$$

7. Перевірити статичну міцність зубів на згин при перевантаженнях передачі:

7.1. Умова міцності зубів за максимальними напруженнями на згин [25, формула (23.31)], МПа:

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot (T_{max} / T_H) \leq [\sigma]_{Fmax1},$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot (T_{max} / T_H) \leq [\sigma]_{Fmax2}.$$

Розрахунок максимального напруження на згин при максимальних перевантаженнях проводять для менш міцного колеса передачі при допустимих граничних напруженнях згину $[\sigma]_{Fmax}$, які залежать від твердості поверхні зубів [22, с. 196].

8. Перевірити статичну контактну міцність зубів за максимальними напруженнями при перевантаженні передачі з визначенням розрахункових напружень σ_H :

питома розрахункова колова сила, Н/мм:

$$W_{Ht} = F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot K_A / b_2,$$

де K_{Hv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні [25, табл. 23.4]; вибирають залежно від колової швидкості, ступеня точності та твердості зубів.

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при контактній міцності, знаходять за даними [25, рис. 23.8];

K_A – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження знаходять за даними [1, табл. 4.2.4];

b_2 – ширина вінця колеса.

• розрахункові контактні напруження, МПа:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс [25, п. 23.3];

Z_H – коефіцієнти форми спряжених поверхонь зубів [25, п. 23.3];

Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній [25, п. 23.3].

Умова міцності за максимальними контактними напруженнями, МПа [22, формула (12.66)]:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{T_{\max} / T_n} \leq [\sigma]_{H \max}.$$

Допустиме граничне контактне напруження $[\sigma]_{H \max}$ залежить від термічної або хіміко-термічної обробки зубчастих коліс [25, с. 287]. Розрахунок зубів за напруженнями $\sigma_{H \max}$ проводиться роздільно для колеса і шестірні.

9. Сили в зачепленні зубчастих коліс:

9.1. Уточнений крутний момент на шестірні, Н·м:

$$T_{1y} = T_1 \cdot u / u_d.$$

9.2. Колові сили, Н:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{1y} / d_{w1}; F_{t2} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{2y} / d_{w2}.$$

9.3. Радіальні сили, Н:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha; F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

де $(\alpha = 20^\circ)$.

3.3.1. Приклад 3. Розрахунок параметрів відкритої циліндричної зубчастої передачі приводу

Початкові дані: задані параметри, що взяті з технічного завдання на проектування приводу.

Розрахувати відкриту циліндричну прямозубу передачу при $P_1 = 10$ кВт, частоті обертання $n_1 = 750$ хв⁻¹, $n_2 = 375$ хв⁻¹. Навантаження передачі – середнє нормальне (СН), коефіцієнт перевантаження $K_n = 1,8$, термін служби $L = 22\,000$ год. Режим роботи реверсивний. Матеріали для обох зубчастих коліс – сталь 40Х з об'ємним загартуванням і відпусканням до твердості HRC 48.

Розрахунок:

1. Визначити передаточне відношення:

$$u = n_1 / n_2 = 750 / 375 = 2.$$

3. Знайти обертальний момент на валі колеса:

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{9,8}{375} = 249,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де $P_2 = P_1 \cdot \eta = 10 \cdot 0,98 = 9,8$ кВт.

3. Визначити допустимі напруження на згин зубів.

Для зубів шестірні і колеса границі витривалості зубів [25, п. 22.11], МПа:

- базове число циклів навантаження $N_{Fo} = 4 \cdot 10^6$;

- еквівалентна кількість циклів навантаження:

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE1} = 60 \cdot 750 \cdot 1 \cdot 22000 \cdot 0,04 = 39,6 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE2} = 60 \cdot 375 \cdot 1 \cdot 22000 \cdot 0,04 = 19,8 \cdot 10^6$$

де $L_h = 22\,000$ год. – довговічність роботи передачі;

$c = 1$ – число зачеплень зуба за один оберт колеса (зі схеми передачі);

$K_{FE} = 0,04$ – коефіцієнт інтенсивності навантаження, який визначають відповідно до циклограми [25, рис. 2.2, а] або типових режимів навантаження деталей машин [25, рис. 2.3], наведений в [25, табл. 4.1].

- коефіцієнт довговічності роботи передачі:

Якщо $N_{Fo} < N_{FE1}$ і $N_{Fo} < N_{FE2}$, то коефіцієнт довговічності для зубів шестірні і колеса $K_{FL} = 1$.

- границя витривалості зубів при згині:

$\sigma_{Fo1} = 600$ МПа і $\sigma_{Fo2} = 600$ МПа – вибирають з [25, табл. 22.6] за величиною твердості зубів;

- допустимі напруження при згині:

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{Fo1} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F = 600 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1/1,8 = 233, \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{Fo2} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F = 600 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1/1,8 = 233, \text{ МПа};$$

де $K_{FC} = (0,7 \dots 0,8)$ – при реверсивному навантаженні;

$K_{FR} = 1,0$ – для не шліфованої поверхні;

$S_F = (1,7 \dots 2,2)$ – коефіцієнт запасу міцності (більші значення для литих заготовок).

4. Розраховуємо модуль m' в зачепленні:

$$m' = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_A Y_F \cdot 10^3}{z_3^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma]_{F1} \cdot u}} =$$

$$1,4 \sqrt[3]{\frac{249,6 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 3,75 \cdot 10^3}{18^2 \cdot 0,6 \cdot 233 \cdot 2}} = 3,2, \text{ мм}$$

де $K_m = 1,4$ для прямозубих коліс ($\beta = 0$);

$\psi_{bd} = 0,6$ – коефіцієнт ширини вінця відносно діаметра колеса, який залежить від твердості і розташування коліс відносно опор; [1, табл. 4.2.8];

$K_{F\beta} = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця за міцності на згин [1, рис. 4.2.2, г].

$K_A = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження [1, табл. 4.2.4];

$z_1 = 18$ – число зубів шестірни;

Число зубів колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 18 \cdot 2 = 36$.

$Y_F = 3,75$ – коефіцієнт, що враховує форму зубів, приймають за графіком [22, рис. 12.23] відповідно до коефіцієнта зміщення x і числа зубів z прямозубого колеса.

Значення модуля округляють до найближчого значення $m_n \approx 3,5$ мм відповідно до ГОСТ 9563-60 [25, с. 262].

5. Визначити основні параметри передачі:

5.1. Дійсне передаточне число передачі:

$$u_d = z_2 / z_1 = 36 / 18 = 2.$$

5.2. Діаметри зубчастих коліс:

• початкові:

$$d_{w1} = m_n \cdot z_1 = 3,5 \cdot 18 = 63, \text{ мм};$$

$$d_{w2} = m_n \cdot z_2 = 3,5 \cdot 36 = 126, \text{ мм};$$

• вершин зубів:

$$d_{a1} = m_n \cdot (z_1 + 2) = 3,5 \cdot (18 + 2) = 70, \text{ мм};$$

$$d_{a2} = m_n \cdot (z_2 + 2) = 3,5 \cdot (36 + 2) = 133, \text{ мм};$$

• ніжок зубів:

$$d_{f1} = m_n \cdot (z_1 - 2,5) = 3,5 \cdot (18 - 2,5) = 54,25, \text{ мм};$$

$$d_{f2} = m_n \cdot (z_2 - 2,5) = 3,5 \cdot (36 - 2,5) = 117,25, \text{ мм}.$$

5.3. Міжосьова відстань:

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2) = 0,5 \cdot 3,5 \cdot (18 + 36) = 94,5, \text{ мм}.$$

5.4. Ширина вінця зубчастого колеса:

$$b_2 = b = \psi_{bd} \cdot d_{w1} = 0,6 \cdot 63 = 37,8, \text{ мм}.$$

Обчислене числове значення ширини вінця b_2 округлити до цілого числа $b_2 = 38$ мм.

5.5. Ширина вінця шестірни:

$$b_1 = b_2 + (3 \dots 5) = 38 + 5 = 43, \text{ мм}.$$

6. Перевірка втомної витривалості зубів при згині:

6.1. Колова сила в зачепленні:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 127,3 / 63 = 4041,3 \text{ Н}.$$

де

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{10}{750} = 127,3, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

6.2. Колова швидкість коліс:

$$v = \pi \cdot d_{w1} \cdot n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 63 \cdot 750 / (60 \cdot 10^3) = 2,47, \text{ м/с}.$$

6.3. Ступінь точності зубів зубчастої передачі – 8, залежно від колової швидкості для силових передач за [25, табл. 22.2].

6.4. $K_{Fv} = 1,08$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні [25, табл. 23.4].

6.5. $K_{F\beta} = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця за витривалості зубців при згині [1, рис. 4.2.2, г].

6.6. $K_A = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження [1, табл. 4.2.4].

6.7. Визначають питому розрахункову колову силу:

$$W_{Ft} = F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_A / b_2 = 4041,3 \cdot 1,1 \cdot 1,08 \cdot 1,1 / 38 = 139, \text{ Н/мм.}$$

6.8. Розрахункові напруження зуба при згині та умова витривалості зубів:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot W_{Ft} / m_n = 3,75 \cdot 139 / 3,5 = 149, \text{ МПа} < [\sigma]_{F1},$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot W_{Ft} / m_n = 3,75 \cdot 139 / 3,5 = 149, \text{ МПа} < [\sigma]_{F2}.$$

7. Перевірити статичну міцність зубів на згин при перевантаженнях передачі:

7.1. Умова міцності зубів за максимальними напруженнями при згині [25, формула (23.31):

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot (T_{max} / T_H) = 149 \cdot 1,8 = 268,2, \text{ МПа} < [\sigma]_{Fmax1},$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot (T_{max} / T_H) = 149 \cdot 1,8 = 268,2, \text{ МПа} < [\sigma]_{Fmax2}.$$

де $[\sigma]_{Fmax1} = [\sigma]_{Fmax2} = 0,6 \cdot \sigma_B = 0,6 \cdot 980 = 588, \text{ МПа.}$

Розрахунок максимального напруження на згин за максимальних перевантаженнях проводять для менш міцного колеса передачі за допустимих граничних напруженнях згину $[\sigma]_{Fmax}$, які залежать від твердості поверхні зубів [22, с. 196].

8. Перевірити статичну контактну міцність зубів за максимальними напруженнями при перевантаженні передачі, для чого визначити розрахункові напруження σ_H .

• питома розрахункова колова сила:

$$W_{Ht} = F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot K_A / b_2 = 4041,3 \cdot 1,05 \cdot 1,08 \cdot 1,1 / 38 = 133, \text{ Н/мм,}$$

де $K_{Hv} = 1,08$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні [25, табл. 23.4];

$K_{H\beta} = 1,05$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, при контактній міцності знаходять за даними [25, рис. 23.8];

$K_A = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження знаходять за [1, табл. 4.2.4];

$b_2 = 38 \text{ мм}$ – ширина вінця колеса.

• розрахункові контактні напруження:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}{d_{w1}}} =$$

$$= 1,77 \cdot 275 \cdot 0,89 \cdot \sqrt{\frac{133 \cdot (2+1)}{63 \cdot 2}} = 771, \text{ МПа},$$

де $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс [25, п. 23.3];

Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубів [25, п. 23.3];

$$Z_H = 1,77 \cdot \cos \beta = 1,77 \cdot \cos 0^\circ = 1,77;$$

Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній [25, п. 23.3];

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_a)}{3}} = \sqrt{\frac{(4 - 1,61)}{3}} = 0,89$$

де $\varepsilon_a = [1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 + 1/z_2) = [1,88 - 3,2 \cdot (1/18 + 1/36)] = 1,61$.

- умова міцності за максимальних контактних напружень:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{T_{\max} / T_H} = 771 \cdot \sqrt{1,8} = 1034 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max}.$$

де $[\sigma]_{H \max}$ – допустиме граничне контактне напруження; залежить від термічної або хіміко-термічної обробки зубчастих коліс [25, с. 287];

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 786 = 2201, \text{ МПа}.$$

9. Сили в зачепленні зубчастих коліс:

9.1. Уточнений крутний момент на шестірні і зубчастому колесі:

$$T_{1y} = T_1 \cdot u / u_d = 127,3 \cdot 2/2 = 127,3, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{2y} = T_2 \cdot u / u_d = 249,6 \cdot 2/2 = 249,6, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

9.2. Колові сили:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{1y} / d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 127,3 / 63 = 4041,3, \text{ Н};$$

$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{2y} / d_{w2} = 2 \cdot 10^3 \cdot 249,6 / 126 = 3961,9, \text{ Н}.$$

9.3. Радіальні сили:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 4041,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1471, \text{ Н};$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3961,9 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1442, \text{ Н},$$

де $\alpha = 20^\circ$.

3.4. Розрахунок закритих конічних зубчастих передач

Проектний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів при згині

Розрахунок конічних зубчастих передач на міцність виконують за різними методиками для закритих передач (редукторів, коробок зміни передач) і для відкритих передач, що визначаються видами руйнування зубів цих передач [1; 19; 22].

Визначення передаточного числа, обертального моменту, вибір матеріалу та призначення термообробки, визначення межі контактної витривалості і межі витривалості на згин, визначення коефіцієнтів довговічності та визначення допустимих напружень згину і допустимих контактних напружень ведеться аналогічно пункту 3.1.

Рекомендується така послідовність розрахунку передач:

1. Знайти ділильний діаметр колеса d_{e2} , мм [23, с. 65].

$$d_{e2} \geq 165 \sqrt{\frac{u \cdot T_2 \cdot 10^3}{g_H \cdot [\sigma]_{H2}^2} \cdot K_{H\beta}},$$

де T_2 , – обертальний момент на колесі Н·м; $[\sigma]_H$, – допустимі контактні напруження, Н/мм²; u – передаточне число [23, 4.2, п. 1]; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця колеса. Для коліс, що припрацьовуються, з прямими зубами $K_{H\beta} = 1$, з круговими зубами $K_{H\beta} = 1,1$.

За дослідними даними, навантажувальна здатність конічної прямозубої передачі враховується коефіцієнтом виду конічних коліс g , який складає лише близько 0,85 відсотків навантажувальної здатності циліндричної передачі. При проектному розрахунку передач з круговими зубами залежно від твердості зубів колеса і шестірні та передаточного числа потрібно розраховувати цей коефіцієнт за контактними напруженнями σ_H і напруженнями згину σ_F , згідно з рекомендаціями [16, с. 158].

Для коліс з круговими зубами рекомендують:

$g_H = 1,85$ – при твердості матеріалів колеса і шестірні ≤ 350 HB;

$g_H = 1,5$ – при твердості матеріалу колеса ≤ 350 HB і шестірні ≥ 45 HRC.

Отримане значення ділильного діаметра для нестандартних передач округлити до ближчого значення з ряду нормальних лінійних розмірів [23, табл. 13.15].

2. Визначити кути ділильних конусів шестірні δ_1 і колеса δ_2 [23, с. 66].

$$\delta_2 = \arctg u;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Точність обчислити до другого знаку після коми.

3. Визначити зовнішню конусну відстань R_e , мм [23, с. 66].

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}.$$

Значення R_e до цілого числа не округлювати.

4. Визначити ширину зубчастого вінця шестірні і колеса b , мм, [23, с. 66]. Значення b округлити до цілого числа з ряду $R_a 40$ [див. 23 табл. 13.15].

5. Знайти зовнішній коловий модуль:

- m_e – для прямозубих коліс;
- m_{te} – для коліс з круговими зубами.

$$m_e(m_{te}) = \frac{14 \cdot T_2 \cdot 10^3}{9_F d_{e2} b [\sigma]_F} \cdot K_{F\beta}.$$

Значення модуля, визначеного з точністю до двох знаків після коми, до стандартних не округлювати. В силових конічних передачах брати $m_e(m_{te}) \geq 1,5$ мм. У відкритих передачах значення модуля m_e збільшити на 30 %, у зв'язку з підвищеним зносом зубів.

6. Визначити кількість зубів шестірні z_1 і колеса z_2 [23, с. 67]. Отримані значення z_1 і z_2 округлити в ближчу сторону до цілого числа.

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e(m_{te})}; \quad z_1 = \frac{z_2}{u}.$$

Для зменшення шуму та відсутності підрізання зубів рекомендується взяти:

- $z_1 \geq 15$ – для коліс з круговим зубом;
- $z \geq 18$ – для прямозубих коліс.

7. Визначити дійсне передаточне число u_d і перевірити його відхилення Δu від заданого u [23, с. 67].

$$u_d = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \left| \frac{u_d - u}{u} \right| \cdot 100 \leq 4\%.$$

При не виконанні умови передаточного числа Δu потрібно повторити розрахунок z_1 і z_2 .

8. Визначити дійсні кути ділильних конусів шестірні δ_1 і колеса δ_2 [23, с. 67].

$$\delta_2 = \arctg u_d; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

9. Для конічних передач з різною середньою твердістю матеріалів шестірні і колеса $HB_{1cp} - HB_{2cp} \leq 100$ [див.23, табл. 3.1] вибрати з [23, табл. 4.6] коефіцієнт зміщення інструмента:

- x_{e1} для шестерні з прямими зубами;
- x_{n1} для шестерні з круговим зубом.

Коефіцієнти зміщення коліс відповідно $x_{e2} = -x_{e1}$ і $x_{n2} = -x_{n1}$. Якщо $HB_{1cp} - HB_{2cp} > 100$, то $x_1 = x_2 = 0$.

Для передач в яких z_1 і u не відповідають заданим згідно з [23, табл. 4.6], коефіцієнти x_{e1} і x_{n1} беруть з округленням у більшу сторону.

10. Розрахувати геометричні розміри передачі.

Діаметри ділильних кіл визначити з точністю до 0,01 мм [23, с. 68].

11. Визначити середній діаметр шестерні d_{m1} і колеса d_{m2} [23, с. 68].
 $d_{m1} \approx 0,857 \cdot d_{e1}$; $d_{m2} \approx 0,857 \cdot d_{e2}$. Отримані значення d_{m1} і d_{m2} до цілого числа не округляти.

Перевірний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів коліс при згині

12. Перевірити придатність заготовок коліс за рекомендаціями [23, с. 68]. При невиконанні нерівностей змінити матеріал коліс і вид термічної обробки.

13. Перевірити контактні напруження σ_H [23, с. 69].

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u_d^2 + 1}}{g_H d_{e2} b}} K_{Ha} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma]_H.$$

14. Контактна міцність під час дії максимального навантаження [25, формула (23.8)], МПа:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{i \max}}{T_i}} \leq [\sigma]_{H \max}$$

15. Допустиме граничне контактне напруження [25, с. 284], МПа:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_T.$$

Якщо розрахункові напруження менші від допустимих, то розрахунок можна вважати закінченим. Немає потреби робити перерахунок, якщо розрахункові напруження не перевищують 15 % або перевищують 5 % від допустимих.

Зауваження 1. Якщо умови міцності не виконуються, то потрібно змінити ширину вінця колеса і шестірні b . Якщо ця умова не дасть потрібного результату, то потрібно або збільшити зовнішній ділильний діаметр колеса b_{e2} , або назначити інші матеріали колеса

або іншу термообробку, перерахувати допустимі контактні напруження і повторити весь розрахунок передачі [23, 3.1, п. 1,2].

16. Перевірити напруження згину зубів шестірни σ_{F1} і колеса σ_{F2} [23, с. 69].

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{F_t}{g_F b m_{te}} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1};$$

Зауваження 2. Якщо при перевірному розрахунку σ_F значно менша $[\sigma]_H$, то це допустимо, так як навантажувальна можливість більшої частини зубчастих передач обмежується контактними напруженнями [23, 4.2, п. 10].

17. Міцність зубів на згин під дією перевантаження перевірити заданими [25, формула (23.31)], МПа:

- для шестірни:

$$\sigma_{F1max} = \sigma_{F1} \cdot \frac{T_{1max}}{T_1} \leq [\sigma]_{F1max};$$

- для колеса:

$$\sigma_{F2max} = \sigma_{F1} \cdot \frac{T_{1max}}{T_1} \leq [\sigma]_{F2max}$$

18. Для зубів шестірни та колеса визначити граничне допустиме напруження на згин [25, формула (22.35)], МПа:

$$[\sigma]_{F1max} = \frac{4,8 \cdot HB}{S_F};$$

$$[\sigma]_{F2max} = \frac{4,8 \cdot HB}{S_F},$$

де S_F – коефіцієнт запасу, при ймовірності руйнування зубів більше від 0,99 [25, с. 285].

19. Визначити сили в зачепленні, Н:

Складові нормальної сили, що викликає навантаження в контактї: F_t , F_r , F_a відповідно – колова, радіальна, осьова сили.

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2},$$

Значення інших сил в контактi принципово вiдмiннi вiд аналогiчних значень для прямозубих колiс, оскiльки залежать вiд напрямлення обертального моменту прикладеного до колiс i лiнii нахилу зуба. Якщо напрямлення нахилу зуба праве, а шестiрня обертається за годинниковою стрiлкою (або напрямлення лiве, а шестiрня обертається проти годинникової стрiлки), тодi:

$$F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_n} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta_n \cdot \cos \delta_1)$$

$$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta_n} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta_n \cdot \sin \delta_1)$$

Якщо напрямлення зуба праве, а шестiрня обертається проти годинникової стрiлки (направлення лiве, а шестiрня обертається за годинниковою стрiлкою), то:

$$F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_n} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 - \sin \beta_n \cdot \cos \delta_1)$$

Основнi параметри i розмiри, якi одержують при розрахунках наведенi на рис. 3.3.

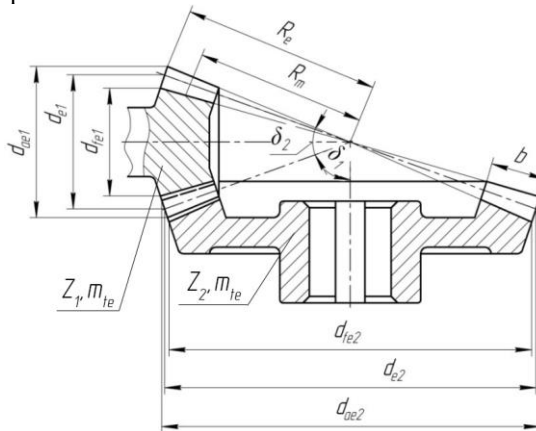


Рис. 3.3. Основні параметри й розміри, одержані в результаті розрахунку міцності конічних зубчастих передач

3.4.1. Приклад 4. Розрахунок параметрів закритої конічної передачі з круговими зубами

Початкові дані: задані параметри, що взяті з технічного завдання на проектування приводу.

Розрахувати закриту кіничну передачу з круговими зубами при $P_2 = 8$ кВт, частота обертання $n_1 = 500$ об/хв, $n_2 = 159$ об/хв., передаточне відношення $u = 3,15$, строк служби $t = 16000$ год. Режим роботи нереверсивний. Навантаження – важке.(В) При пуску навантаження в 1,8 раза більше за номінальне.

Конічні колеса відповідають осьовій формі 1. Кут нахилу зуба в середньому значенні $\beta_n = 35^\circ$.

Проектний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів при згині

Розрахунок:

1. Знайти обертальний момент на валі колеса.

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{8}{159} = 480,5, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Вибрати матеріал для шестірні і колеса – Сталь 40Х з поверхневим загартовуванням та нагрівом в ТВЧ до твердості 50HRC для шестірні і 45HRC для колеса.

$$\sigma_s = 900 \text{ МПа}; \quad \sigma_T = 750 \text{ МПа}; \quad \text{згідно з [23, табл. 3.2].}$$

3. За графіком [22, рис. 12.21] прийняти базу випробувань:

- для шестірні

$$N_{Ho1} = 7,9 \cdot 10^7;$$

- для колеса

$$N_{Ho2} = 6,5 \cdot 10^7.$$

База випробувань на згин для шестірні і колеса – $N_{Fo} = 4 \cdot 10^6$.

За [19, формула (1.62)] визначити еквівалентне число циклів відповідно до контактних напружень.

$$N_{He} = N \cdot K_{He};$$

$$N_1 = 60 \cdot n \cdot t \cdot c,$$

[19, формула (1.58)]

$$N_1 = 60 \cdot 500 \cdot 16000 \cdot 1 = 480 \cdot 10^6;$$

$$N_2 = 60 \cdot 158,7 \cdot 16000 \cdot 1 = 152 \cdot 10^6;$$

$K_{He} = 0,5$, [19, формула (1.6)]

$$N_{HE1} = 79 \cdot 10^6 \cdot 0,5 = 39,5 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 65 \cdot 10^6 \cdot 0,5 = 32,5 \cdot 10^6.$$

Знайти коефіцієнт довговічності для за контактних напружень.

$$1 \leq K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{Ho}}{N_{HE}}} \leq 2,6;$$

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{79 \cdot 10^6}{39,5 \cdot 10^6}} = 1,12;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{65 \cdot 10^6}{32,5 \cdot 10^6}} = 1,12.$$

За [19, формула (1.62)] знайти еквівалентне число циклів за напруженнях згину.

$$N_{Fe} = N \cdot K_{He};$$

$K_{Fe} = 0,2$, згідно [19, формула (1.6)]. Тоді:

$$N_{FE1} = 79 \cdot 10^6 \cdot 0,2 = 15,8 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 65 \cdot 10^6 \cdot 0,2 = 13 \cdot 10^6.$$

Знайти коефіцієнт довговічності при напруженні згину.

$$1 \leq K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{Fo}}{N_{FE}}} \leq 1,6;$$

$$K_{FL1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{15,8 \cdot 10^6}} = 0,85,$$

$$K_{FL2} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{13 \cdot 10^6}} = 0,85,$$

4. Визначити межу контактної витривалості зубів шестірні і колеса і межу витривалості при згині, згідно [22, табл. 12.4; 12.6].

$$\sigma_{Ho1} = 17HRC + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Ho2} = 17HRC + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fo1} = 750 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fo2} = 600 \text{ МПа};$$

Прийняти коефіцієнти безпеки відповідно для контактних напружень $S_H = 1,2$ згідно з [22, с.183]. і напружень згину $S_F = 1,7$ згідно з [22, с.191].

.5. Визначити допустимі контактні напруження, [22, формула (12.57)]

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H01} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{1050 \cdot 1,12}{1,2} = 980 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H02} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{965 \cdot 1,12}{1,2} = 900 \text{ МПа}.$$

Визначити напруження згину для шестірні і колеса, [22, формула (12.73)]:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F01} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}}{S_F} = \frac{750 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 441,17 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F02} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}}{S_F} = \frac{600 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 352,94 \text{ МПа}.$$

При односторонній дії навантаження на зуби $K_{FC} = 1$ згідно [22, с. 190].

6. Знайти ділительний діаметр колеса d_{e2} [23, с. 65]

$$d_{e2} \geq 165 \sqrt{\frac{u \cdot T_2 \cdot 10^3}{g_H \cdot [\sigma]_{H2}^2} \cdot K_{H\beta}} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,15 \cdot 480,5 \cdot 10^3}{1,5 \cdot 900^2} \cdot 1,1} = 183,3 \text{ мм}$$

взяти $d_{e2} = 185 \text{ мм}$.

7. Визначити кути ділительних конусів шестерні і колеса

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 3,15 = 72^\circ 38' 42'';$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 = 90 - 72^\circ 38' 42'' = 17^\circ 21' 18''.$$

8. Визначити зовнішню конусну відстань.

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{185}{2 \sin 72^\circ 38' 42''} = 97,05 \text{ мм}.$$

9. Визначити ширину зубчастого вінця шестірні і колеса.

$$b = \psi_R \cdot R_e = 0,285 \cdot 97,05 = 27,66 \text{ мм}, \text{ взяти } 29 \text{ мм}.$$

10. Знайти зовнішній коловий модуль [23, с. 65]

$$m_{te} = \frac{14 \cdot T_2 \cdot 10^3}{g_F d_{e2} b [\sigma]_F} \cdot K_{F\beta} = \frac{14 \cdot 480,5 \cdot 10^3}{1 \cdot 185 \cdot 29 \cdot 352,9} \cdot 1,08 = 3,84.$$

де $g_F = 1,5$ – коефіцієнт для виду конічних коліс залежно від твердості зубів колеса і шестірні;

$K_{F\beta}=1,08$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця при згині.

11. Визначити кількість зубів шестірні і колеса [23. с. 66].

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_{te}} = \frac{185}{3,84} = 48,2; \quad z_1 = \frac{z_2}{u} = \frac{48}{3,15} = 15,2$$

12. Визначити дійсне передаточне число і перевірити його відхилення від заданого [23, с. 67].

$$u_d = \frac{z_2}{z_1} = \frac{48}{15} = 3,2$$

$$\Delta u = \frac{13,2 - 3,15}{3,15} \cdot 100\% = 1,6\% \leq 4\%.$$

Геометричний розрахунок:

13. Визначити геометричні розміри передачі:

- дійсні кути ділительних конусів шестірні і колеса [23. с. 67].

$$\delta_2 = \arctg u_d = \arctg 3,2 = 72^\circ 65';$$

$$\delta_1 = 90 - 72^\circ 65' = 17^\circ 35'.$$

- діаметри ділительних кіл:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 3,84 \cdot 15 = 57,60 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 3,84 \cdot 48 = 184,32 \text{ мм}.$$

- діаметри западин зубів:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 1,64 \cdot (1,2 - x_{n1}) \cdot m_{te} \cos \delta_1;$$

$$d_{fe1} = 57,6 - 1,64 \cdot (1,2 - 0,33) \cdot 3,84 \cos 17^\circ 35' = 51,37, \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 1,64 \cdot (1,2 + x_{n2}) \cdot m_{te} \cos \delta_2;$$

$$d_{fe2} = 184,32 - 1,64 \cdot (1,2 + 0,33) \cdot 3,84 \cos 72^\circ 65' = 181,44, \text{ мм}.$$

- діаметри вершин зубів

$$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64 \cdot (1 + x_{n1}) \cdot m_{te} \cos \delta_1;$$

$$d_{ae1} = 57,6 + 1,64 \cdot (1 + 0,33) \cdot 3,84 \cos 17^\circ 35' = 65,59, \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 1,64 \cdot (1 - x_{n2}) \cdot m_{te} \cos \delta_2;$$

$$d_{ae2} = 184,32 + 1,64 \cdot (1 - 0,33) \cdot 3,84 \cos 72^\circ 65' = 185,57, \text{ мм}.$$

- середній діаметр шестірні і колеса [23. с. 68].

$$d_{m1} \approx 0,857 \cdot d_{e1} = 0,857 \cdot 537,60 = 49,36, \text{ мм};$$

$$d_{m2} \approx 0,857 \cdot d_{e2} = 0,857 \cdot 184,32 = 157,96, \text{ мм}.$$

***Перевірний розрахунок на контактну витривалість
та витривалість зубів при згині***

14. Перевірити контактні напруги [23. с. 69].

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u_{\alpha}^2 + 1}}{g_F d_{e2} b}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \leq [\sigma]_H =$$

$$= 470 \sqrt{\frac{5196 \sqrt{3,84^2 + 1}}{1,5 \cdot 185,32 \cdot 29}} \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,07 = 816, \text{ МПа} < [\sigma]_H = 900, \text{ МПа},$$

де $F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 480,5 \cdot 10^3}{185} = 5196, \text{ Н};$

$K_{H\alpha} = 1$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами прямозубих коліс і коліс з круговими зубами;

$K_{H\beta} = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця колеса;

$K_{Hv} = 1,07$ – коефіцієнт динамічного навантаження.

Коефіцієнти взяті відповідно до рекомендацій [23].

Прийняти ступінь точності 9 [23. табл. 42] залежно від колової швидкості v

$$v = \frac{\omega_2 d_2}{(2 \cdot 10^3)} = 1,31, \text{ м/с}.$$

15. Контактна міцність під час дії максимального навантаження [25, формула (23.8)]:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{1 \max}}{T_1}} = 816 \cdot \sqrt{1,8} = 1095, \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max}$$

16. Допустиме граничне контактне напруження [25, с. 284]:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100, \text{ МПа}.$$

17. Перевірити напруження згину зубів шестірни і колеса.

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{F_t}{g_F b m_{te}} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1};$$

де $K_{Fa} = 1$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами прямозубих коліс і коліс з круговими зубами при згині;

$K_{Fb} = 1,14$ – коефіцієнт динамічного навантаження;

$Y_{F1} = 3,9$ – коефіцієнт форми зуба шестірні;

$Y_{F2} = 3,6$ – коефіцієнт форми зуба колеса;

Коефіцієнти взяті відповідно до рекомендацій [23, с. 70].

18. Визначити еквівалентні числа зубів:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta} = \frac{15}{\cos 17^\circ 35' \cos^3 35^\circ} = 28,6;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta} = \frac{48}{\cos 72^\circ 65' \cos^3 35^\circ} = 293,03;$$

Взяти коефіцієнт нахилу зубів за даними [23]: $Y_\beta = 1$

19. Провести розрахунок напружень згину:

$$\sigma_{F2} = 3,8 \cdot 1 \cdot \frac{5196}{1,5 \cdot 39 \cdot 3,84} \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,14 = 110, \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 352,9, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{110 \cdot 3,9}{3,6} = 119,2 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 441,9 \text{ МПа}.$$

20. Визначити міцність зубів на згин під дією перевантаження за даними [25, формула 23.31]:

- для шестірні:

$$\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} \cdot \frac{T_{1\max}}{T_1} = 215 \cdot 1,8 = 387, \text{ МПа} < [\sigma]_{F1\max};$$

- для колеса:

$$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} \cdot \frac{T_{1\max}}{T_1} = 199 \cdot 1,8 = 358, \text{ МПа} < [\sigma]_{F2\max};$$

21. Для зубів шестірні та колеса граничне допустиме напруження на згин [25, формула (22.35)]:

$$\sigma_{F1\max} = \frac{4,8 \cdot HB}{S_F} = \frac{4,8 \cdot 500}{2,2} = 1091, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2\max} = \frac{4,8 \cdot HB}{S_F} = \frac{4,8 \cdot 435}{2,2} = 949, \text{ МПа},$$

де $S_F = 2,2$ – коефіцієнт запасу, при ймовірності неруйнування зубів більше від 0,99 [25, с. 285].

22. Визначити сили в зачепленні.

Складові нормальної сили, яка викликає навантаження в контакті: F_t , F_r , F_a відповідно – колова, радіальна, осьова сили.

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_{e2}} = \frac{2 \cdot 4.80,5 \cdot 10^3}{185} = 5196, \text{ Н},$$

Числове значення інших сил в контакті принципово відмінні від аналогічних значень для прямозубих коліс, оскільки залежать від напрямлення обертального моменту прикладеного до коліс і лінії нахилу зуба. Якщо напрямлення нахилу зуба праве, а шестірня обертається за годинниковою стрілкою (або напрямлення ліве, а шестірня обертається проти годинникової стрілки), тоді:

$$\begin{aligned} F_a &= \frac{F_t}{\cos \beta_n} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta_n \cdot \cos \delta_1) = \\ &= \frac{5196}{\cos 35^\circ} (\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 17,6^\circ + \sin 35^\circ \cdot \cos 17,6^\circ) = 4166, \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_r &= \frac{F_t}{\cos \beta_n} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta_n \cdot \sin \delta_1) = \\ &= \frac{5196}{\cos 35^\circ} (\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 17,6^\circ - \sin 35^\circ \cdot \sin 17,6^\circ) = 1101, \text{ Н}, \end{aligned}$$

3.4.2. Приклад 5. Розрахунок параметрів зубчастої гіпоїдної передачі редуктора

Геометричні розміри коліс передачі в цілому визначають із розрахунку на міцність робочих поверхонь зубів і на попередження зламу зубів. Розрахунок ведуть за формулами для конічних передач. Допустимі напруження приймають такими, як і для зубчастих коліс інших видів [27].

Початкові дані: результати отримані при кінематичному розрахунку трансмісії та параметри, що взяті з технічного завдання на проектування привода

Розрахувати закриту гіпоїдну передачу редуктора при обертовому моменті $T_{ex.0} = 332,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, частоті обертання $n_{ex.0} = 960 \text{ об/хв}$, $n_{ex.диф} = n_{вих.0} = 223 \text{ об/хв}$, термін служби $t = 12000 \text{ год}$. Режим роботи нереверсивний. Навантаження змінне задана циклограма (рис. 3.2.). При пуску навантаження в 1,4 рази більше за номінальне. Редуктор виготовлений в окремому закритому корпусі.

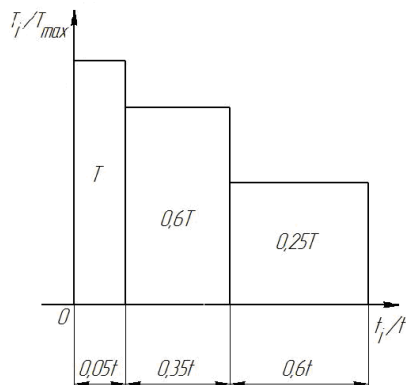


Рис.3.4. Графік змінного навантаження

Розрахунок:

1. Визначити передаточне відношення

$$u = \frac{n_{ex.0}}{n_{ex.диф}} = \frac{960}{223} = 4,3$$

2. Вибрати матеріал зубчастих коліс

Відповідно до навантаження, яке буде діяти та даних редуктора прототипу обирають матеріал для вала-шестерні – сталь 20ХГНМ, для зубчастого колеса – сталь 30ХГТ. Термообробка нітроцементация. за рекомендаціями [16, табл.8.9]:

- для вал-шестерні – твердість поверхні 59...65 HRC, $\sigma_T = 930$ МПа;
- для колеса – твердість поверхні 57...63 HRC, $\sigma_T = 685$ МПа.

3. Визначити еквівалентне число циклів роботи зубчастих коліс редуктора

3.1. Число циклів зміни контактних напружень за весь період роботи:

$$N_{HE} = 60cn \sum \left(\frac{T_i}{T_{ex.0}} \right)^3 t_i,$$

де $c = 1$ – кількість зачеплень для гепойдної передачі;

n – кількість обертів колеса, що розглядається;

T_i – порядковий момент на циклограмі навантаження;

$T_{ex.0}$ – найбільший момент із довгодіючих на циклограмі навантаження;

t_1 – кількість годин, на протязі яких діє навантаження..

$$N_{HE1} = 60 \cdot 1(1^3 \cdot 960 \cdot 0,05 \cdot 12000 + 0,6^3 \cdot 960 \cdot 0,35 \cdot 12000 + 0,25^3 \cdot 960 \cdot 0,6 \cdot 12000) = 93,3 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot 1(1^3 \cdot 223,3 \cdot 0,05 \cdot 12000 + 0,6^3 \cdot 223,3 \cdot 0,35 \cdot 12000 + 0,25^3 \cdot 223,3 \cdot 0,6 \cdot 12000) = 14,5 \cdot 10^6 \text{ циклів}.$$

3.2. Число циклів зміни напружень згину за весь період роботи:

$$N_{FE} = 60cn \sum \left(\frac{T_i}{T_{ex.0}} \right)^m t_i,$$

де $c = 1$ – кількість зачеплень для гепоїдної передачі;

n – кількість обертів колеса, що розглядається;

T_i – порядковий момент на циклограмі навантаження;

$T_{ex.0}$ – найбільший момент із довгодіючих на циклограмі навантаження;

t_1 – кількість годин, на протязі яких діє навантаження;

$m = 9$ при термообробці загартовуванні та нітроцементації;

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot 960(1^9 \cdot 0,05 \cdot 12000 + 0,6^9 \cdot 0,35 \cdot 12000 + 0,25^9 \cdot 0,6 \cdot 12000) = 37 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 1 \cdot 223,3(1^9 \cdot 0,05 \cdot 12000 + 0,6^9 \cdot 0,35 \cdot 12000 + 0,25^9 \cdot 0,6 \cdot 12000) = 8,6 \cdot 10^6 \text{ циклів}.$$

3.3. Розрахувати коефіцієнти довговічності

- контактний коефіцієнт довговічності при дії контактних напружень:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HEi}}},$$

де N_{HO} – число циклів зміни напружень, що відповідає границі витривалості.

Згідно [23, табл. 3.3], при середній твердості поверхні зубів 60 HRC – $N_{HO} = 143 \cdot 10^6$ циклів

N_{HEi} – число циклів зміни напружень за весь період роботи колеса, що розглядається.

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{143 \cdot 10^6}{93,3 \cdot 10^6}} = 1,07;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{143 \cdot 10^6}{14,5 \cdot 10^6}} = 1,46;$$

Значення K_{HL} може набувати значень $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$ тому взяти розраховані значення коефіцієнту довговічності.

- Коефіцієнт довговічності при дії напружень згину

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{Fo}}{N_{FEi}}},$$

де $m = 9$ – при загартовуванні та нітроцементзації;

$N_{Fo} = 4 \cdot 10^6$ циклів – число циклів зміни напружень для всіх сталей, що відповідає границі витривалості;

N_{FEi} – число циклів зміни напружень за весь термін служби

$$K_{FE1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{37 \cdot 10^6}} = 0,78$$

$$K_{FE2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{8,6 \cdot 10^6}} = 0,92$$

При твердості $H > 350$ НВ $1 \leq K_{FL} \leq 1,63$. Оскільки $N_{FE} > N_{Fo}$, взяти $K_{FL} = 1$ для обох коліс.

4. Визначити допустимі напруження

4.1. Допустимі контактні напруження за [16, табл.8.9]:

$$[\sigma]_{HO} = 23 HRC_{сер.лов.}$$

$$[\sigma]_{HO1} = 23 \cdot 62 = 1426 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{HO2} = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа}$$

4.2. Допустимі напруження згину [16, табл.8.9]:

$$[\sigma]_{F01} = [\sigma]_{F02} = 1000 \text{ МПа};$$

4.3. Допустимі контактні напруження із врахуванням коефіцієнту запасу:

$$[\sigma]_H = K_{HL} [\sigma]_{H0};$$

$$[\sigma]_{H1} = 1,07 \cdot 1426 = 1525,82 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = 1,46 \cdot 1380 = 2014,8 \text{ МПа};$$

4.4. Допустимі напруження згину з урахуванням коефіцієнту запасу:

$$\begin{aligned} [\sigma]_F &= K_{FL} [\sigma]_{F0} \\ [\sigma]_{F1} &= 1000 \text{ МПа}; \\ [\sigma]_{F2} &= 1000 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

Максимальні допустимі контактні напруження згідно [16, табл.8.9]:

$$\begin{aligned} [\sigma]_{H \max} &= 40HRC; \\ [\sigma]_{H \max 1} &= 40 \cdot 62 = 2480 \text{ МПа}; \\ [\sigma]_{H \max 2} &= 40 \cdot 60 = 2400 \text{ МПа}; \\ [\sigma]_{F1} &= [\sigma]_{F2} = 1520 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

5. Проектний розрахунок кінчної зубчастої передачі

5.1. Оптимальне значення коефіцієнта гіпоїдного

зміщення за умови рівності величини повздовжнього та профільного ковзання у зачепленні за даними [27, рис. 24]: $K_E = 0,19$;

5.2 Коефіцієнт збільшення розмірів шестерні згідно [27, рис. 7]: $K = 1,18$ – за умови рівності повздовжнього та профільного ковзання;

5.3. Враховуючи дані та рекомендації [27, с. 16], взяти кут нахилу зуба колеса в середньому перерізі $\beta_2 = 35^\circ$;

5.4. Кут нахилу зуба шестерні у середньому перерізі

$$K = \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \text{ тоді } \beta_1 = \arccos\left(\frac{\cos \beta_2}{K}\right) = \arccos\left(\frac{\cos 35^\circ}{1,18}\right) = 46^\circ$$

5.5. Визначити кути ділительних конусів [16, формула (8.36)]:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u \text{ тоді } \delta_2 = \operatorname{arctg} u = \operatorname{arctg} 4,3 = 76^\circ 55';$$

де $\Sigma = 90^\circ$ – кут перехрещення осей передачі;

5.6. Середній коловий модуль шестерні з умови втомної міцності за напруженнями згину по [28, с. 191]:

$$m'_{tm1} = \sqrt[3]{\frac{2T_{ex.0} \cos \beta_1 K_F Y_{F1} Y_\beta}{0,85 [\sigma]_{F1} \cdot \psi_{bd} \cdot z_1^2}},$$

де K_F – коефіцієнт навантаження при розрахунках за напруженнями згину;

Y_{F1} – коефіцієнт форми зуба;

Y_β – коефіцієнт нахилу зубів шестерні;

0,85 – коефіцієнт, який характеризує знижену навантажувальну здатність конічної пори порівняно з циліндричною при розрахунку на міцність при згині;

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішнього ділильного діаметра;

$z_1 = 10$ – число зубів шестерні.

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv};$$

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1) 1,5 = 1 + 0,36 \cdot 1,54;$$

$K_{H\beta} = 1,36$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінців при розрахунку на контактну втому. Згідно [16, рис. 8.33 б], при консольному розташуванні шестерні та значенні відношення $K_{be} u / (2 - K_{be}) = 0,7145$, де $K_{be} = 0,285$ – коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішньої конусної відстані.

$K_{Fv} = 1$ динамічний коефіцієнт [16, табл. 8.3] при значенні 8-ї степені точності та орієнтовній коловій швидкості по [17, формула 4.37]:

$$v'_m = \frac{n_{ex.0}}{10^3 \cdot c_v} \sqrt[3]{\frac{T_{ex.0}}{u_0^2}} = \frac{960}{10^3 \cdot 13,25} \sqrt[3]{\frac{332,5 \cdot 10^3}{4,3^2}} = 1,9 \text{ м/с},$$

де $c_v = 13,5$ – за [17, табл. 4.9] для конічної передачі з круговими зубами при термообробці нітроцементзації. $K_F = 1,54 \cdot 1 = 1,54$;

$\psi_{F1} = 3,64 K_{F\beta} K_{Fv}$ відповідно ГОСТ 21354-75 при значеннях коефіцієнта зміщення:

$$x_1 = 2 \left(1 - \frac{1}{u^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_1}{z_1}} = 2 \left(1 - \frac{1}{4,3^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 46^\circ}{10}} = 0,17$$

та еквівалентному числу зубів шестерні для передачі з круговими зубами:

$$2 z_{v1} = \frac{z}{\cos \delta_1 \cos \beta_1} = \frac{10}{\cos 13^\circ 5' \cos 46^\circ} = 30,63;$$

За даними [5, с. 103] $Y_\beta = 1 - \frac{\beta_1}{140} = 1 - \frac{46^\circ}{140} = 0,671$, при значеннях

$\beta \geq 42^\circ$ коефіцієнт нахилу зубів $Y_\beta = 0,7$;

$\psi_{bd} = 0,45 \dots 0,55$ згідно [16, табл. 8.4.] при консольному розміщенні одного з коліс та при твердості обох коліс $HV \geq 350$. Взяти максимальне значення $\psi_{bd} = 0,55$, так як $u > 3$;

$$m'_{tm1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 332,5 \cdot 10^3 \cos 46^\circ 1,54 \cdot 3,64 \cdot 0,7}{0,85 \cdot 920 \cdot 0,55 \cdot 10^2}} = 3,48 \text{ мм}$$

5.7. Для передачі з круговим зубом приймається нормальний модуль:

$$m'_{nm} = m'_{tm1} \cos \beta_1 = 3,48 \cdot 46^\circ = 2,42 \text{ мм}$$

Остаточно взяти $m_{nm} = 3 \text{ мм}$.

5.8. Зовнішні колові модулі:

$$m'_{te1} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0,5K_{be}) \cos \beta_1} = \frac{3}{(1 - 0,5 \cdot 0,285) \cos 46^\circ} = 5,04 \text{ мм};$$

$$m'_{te2} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0,5K_{be}) \cos \beta_2} = \frac{3}{(1 - 0,5 \cdot 0,285) \cos 35^\circ} = 4,27 \text{ мм};$$

5.9. Визначити фактичні середні ділильні діаметри:

$$d_{m1} = \frac{m_{nm} z_1}{\cos \beta_1} = \frac{3 \cdot 10}{\cos 46^\circ} = 43,19 \text{ мм}$$

$$d_{m2} = \frac{m_{nm} z_2}{\cos \beta_2} = \frac{3 \cdot 43}{\cos 35^\circ} = 157,48 \text{ мм}$$

5.10. Розрахувати середні колові модулі:

$$m_{tm1} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{43,19}{10} = 4,319 \text{ мм};$$

$$m_{tm2} = \frac{d_{m2}}{z_2} = \frac{157,48}{48} = 3,66 \text{ мм}$$

5.11. Зовнішні ділильні діаметри за даними [16]:

$$d_{e1} = \frac{d_{m1}}{1 - 0,5K_{be}} = \frac{43,19}{1 - 0,5 \cdot 0,285} = 50,37 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = \frac{u_0 \cdot d_{e1}}{k} = \frac{4,3 \cdot 50,37}{1,18} = 188,55 \text{ мм};$$

5.12. Визначити гіпоїдне зміщення:

$$E = \frac{K_e d_{m2}}{2} = \frac{0,19 \cdot 157,48}{2} = 14,96 \text{ мм};$$

$$E_{\max} = 0,15 \frac{(m_{te1} + m_{te2})}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,15 \frac{5,04 + 4,27}{2} \sqrt{10^2 + 43^2} = 30,83 \text{ мм}$$

Значення гіпоїдного зміщення беремо $E = 30 \text{ мм}$.

5.13. Фактичне значення коефіцієнта гіпоїдного зміщення:

$$K_e = 2 \frac{E}{d_{m2}} = 2 \frac{30}{157,48} = 0,38 \text{ мм}$$

6. Розрахувати величин, що визначають взаємне положення зубчастих коліс згідно [27, табл. 2]

6.1. Кути ділильних конусів: $\delta_1 = 13^\circ 5'$; $\delta_2 = 76^\circ 55'$

6.2. Знайти кут між проекцією спільної нормалі і віссю колеса:

$$\theta_2 = \arctg \frac{E}{\frac{d_{m2} \cos \delta_1}{z \cos \delta_2} + \frac{d_{m1}}{2}} = \arctg \frac{30}{\frac{157,48 \cos 13^\circ 5'}{2 \cos 76^\circ 55'} + \frac{43,19}{2}} = 4^\circ 46'$$

6.3. Знайти кут між проекцією спільної нормалі і віссю шестерні:

$$\theta_1 = \arcsin = \left(\tg \theta_2 \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} \right) = \arcsin \left(4^\circ 46' \frac{\cos 13^\circ 5'}{\cos 76^\circ 55'} \right) = 20^\circ 59';$$

6.4. Довжина твірної ділильного конуса шестерні:

$$L_1 = \frac{d_{m1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{43,19}{2 \sin 13^\circ 5'} = 95,35 \text{ мм};$$

6.5. Довжина твірної ділильного конуса колеса:

$$L_2 = \frac{d_{m2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{157,48}{2 \sin 76^\circ 55'} = 80,84 \text{ мм}$$

6.6. Перевірити значення коефіцієнта збільшення розмірів шестерні:

$$K' = \frac{L_1}{L_2} = \frac{95,35}{80,84} = 1,1795 \text{ мм};$$

6.7. Перевірити відхилення від заданого значення коефіцієнта збільшення розмірів шестерні:

$$\Delta = \frac{K' - K}{K} 100 \% = \frac{1,1795 - 1,18}{1,18} 100 \% = 0,04 \%;$$

6.8. Визначити зовнішні конусні відстані:

$$R_{e1} = \frac{m_{te1} L_1}{m_{tm1}} = \frac{5,04 \cdot 95,35}{4,32} = 111,24 \text{ мм};$$

$$R_{e1} = \frac{m_{te1} L_1}{m_{tm1}} = \frac{4,27 \cdot 80,84}{3,66} = 94,31 \text{ мм}$$

6.9. Визначити ширину вінця:

$$b'_1 = K_{be} R_{e1} = 0,285 \cdot 111,24 = 31,7 \text{ мм};$$

$$b'_2 = K_{be} R_{e2} = 0,285 \cdot 94,31 = 28,88 \text{ мм}$$

Взяти значення: $b_1 = 32 \text{ мм}$; $b_2 = 29 \text{ мм}$.

6.10. Відстань площини середнього ділильного діаметра колеса до осі шестерні:

$$C_2 = \frac{1}{\sin \Sigma} \left(\frac{d_{m1}}{2} \cos \theta_2 + \frac{d_{m2}}{2} \cos \theta_1 \cos \Sigma \right) =,$$

$$= \frac{1}{\sin 90^\circ} \left(\frac{43,19}{2} \cos 4^\circ 46' + \frac{157,48}{2} \cos 20^\circ 59' \cos 90^\circ \right) = 21,52 \text{ мм}$$

6.11. Відстань площини середнього діаметра шестерні від осі колеса:

$$C_1 = C_2 \cos \Sigma + \frac{d_2}{2} \frac{\cos \theta_2}{\sin \Sigma} = 21,52 \cos 90^\circ + \frac{157,48}{2} \frac{\cos 20^\circ 59'}{\sin 90^\circ} = 73,52 \text{ мм};$$

6.12. Орієнтовне значення коефіцієнта несиметричності:

$$C'_E = C_2 1,1 K_e \frac{\operatorname{tg} \delta_2}{\cos \beta_1} = 1,1 \cdot 0,19 \frac{\operatorname{tg} 13^\circ 5'}{\cos 46^\circ} = 0,0696,$$

згідно значення C'_E обираємо наступні параметри:

6.13. Середній кут зачеплення: $\alpha_{cp} = 20^\circ$;

6.14. Відхилення кутів зачеплення на протилежних сторонах зубів колеса і шестерні $\Delta \alpha_m = 2^\circ 30'$.

7. Розрахувати зусилля в зачепленні згідно [27, табл. 4]

7.1. Колова сила:

$$F_{t1} = \frac{2T_{ex.0}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 332 \cdot 5 \cdot 10^3}{43,19} = 15397,08 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = \frac{2T_{ex.диф}}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 1386,7 \cdot 10^3}{157,48} = 17611,13 \text{ Н};$$

7.2. Радіальна сила:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} (\operatorname{tg} \alpha_{cp} \cos \delta_1 - \sin \beta_1 \sin \delta_1)}{\cos \beta_1} =$$

$$= \frac{15397,08 (\operatorname{tg} 20^\circ \cos 13^\circ 5' - \sin 46^\circ \sin 13^\circ 5')}{\cos 46^\circ} = 4221,82 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = \frac{F_{t2} (\operatorname{tg} \alpha_{cp} \cos \delta_2 + \sin \beta_2 \sin \delta_2)}{\cos \beta_2}$$

$$= \frac{17611,13 (\operatorname{tg} 20^\circ \sin 76^\circ 55' + \sin 35^\circ \sin 76^\circ 55')}{\cos 35^\circ} = 19852,83 \text{ Н};$$

7.3. Осьова сила:

$$\begin{aligned}
 F_{a1} &= \frac{F_{t1}(\operatorname{tg} \alpha_{cp} \sin \delta_1 + \sin \beta_1 \cos \delta_1)}{\cos \beta_1} = \\
 &= \frac{15397,08(\operatorname{tg} 20^\circ \sin 13^\circ 5' + \sin 46^\circ \cos 13^\circ 5')}{\cos 46^\circ} = 12050,44 \text{ Н}; \\
 F_{a2} &= \frac{F_{t2}(\operatorname{tg} \alpha_{cp} \sin \delta_2 - \sin \beta_2 \cos \delta_2)}{\cos \beta_2} = \\
 &= \frac{17611,13(\operatorname{tg} 20^\circ \sin 56^\circ 55' - \sin 35^\circ \cos 76^\circ 55')}{\cos 46^\circ} = 4857,37 \text{ Н};
 \end{aligned}$$

8. Перевірний розрахунок передачі на контактну втому за ГОСТ 21354-87 [26]

Розрахунок будемо провести для зубчастого колеса, оскільки з пари зачеплення воно є більш навантажене.

8.1. Колова швидкість:

$$v_2 = \frac{\pi d_{m2} n}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi 157,48 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 2,17 \text{ м/с};$$

8.2 Визначити контактні напруження:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{t2} K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\nu} \sqrt{u_o^2 + 1}}{\theta_H d_{m2} b_2 u_o}};$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу зубчастих коліс :

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{2\pi(1-0,3^2)}} = 191,69;$$

для сталевих зубчастих коліс: $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\mu = 0,3$;

$Z_H = 2,13$ – коефіцієнт, що враховує форму спряження поверхні зубів, для коліс з круговими зубами при $\alpha_{cp} = 20^\circ$ та $\beta_2 = 35^\circ$;

Z_ε – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{0,82}} = 1,1,$$

$$\text{де } \varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta_2 = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{10} + \frac{1}{43} \right) \right] \cos 46^\circ = 0,82$$

$K_{H\beta} = 1,36$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині зуба;

$K_{H\nu}$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{W_{Hv} b_2}{F_{t2}} = 1 + \frac{169 \cdot 30}{17611,13} = 1,$$

де W_{Hv} – динамічна надбавка:

$$W_{Hv} = \delta_H g_0 v_2 \sqrt{d_{m2} \frac{u_0 + 1}{u_0}} = 0,01 \cdot 5,6 \cdot 2,17 \sqrt{157,48 \frac{4,3 + 1}{4,3}} = 1,69,$$

де $\delta_H = 0,01$ – коефіцієнт, що враховує вплив виду зубчастої передачі і модифікації профілю головки зубчастого колеса;

$g_0 = 5,6$ – коефіцієнт, що враховує вплив кроків зачеплення, при модулі до 3,55 та 8 степені точності;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. Для конічних коліс з круговими зубами $K_{H\alpha} = 1$;

θ_H – коефіцієнт виду конічних передач, який залежить від передаточного числа і припрацювання зубів. При твердості H_1 та $H_2 \geq 44 \text{ HRC}$:

$$\theta_H = 0,81 + 1,15 u_0 = 0,81 + 0,15 + 4,3 = 1,455;$$

$$\sigma_H = 191,69 \cdot 2,13 \cdot 1,1 \sqrt{\frac{17611,13 \cdot 1,36 \cdot 1 \cdot 1 \sqrt{4,3^2 + 1}}{1,455 \cdot 157,48 \cdot 30 \cdot 4,3}} = 849,47 \text{ МПа}$$

$$< [\sigma]_{H2} = 1987 \text{ МПа.}$$

9. Перевірний розрахунок на опір втомі зубів при згині за ГОСТ 21354-87 [26],

9.1. Напруження в небезпечній точці при згині зуба:

$$\sigma_{F2} = 2 T_{\text{вх.диф}} Y_{F2} K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha} \frac{K_A}{\theta_F d_{m2} b_2 m_{nm}},$$

Де $Y_{F2} = 3,58$ по [16], при $z_{v1} = 231,6$ та $x_2 = 0,17$;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині контактних ліній. При консольному розміщенні шестерні та твердості коліс $\text{HB} > 350$, $K_{F\beta} = 1,54$;

K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує внутрішню динаміку навантаження:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{W_{Fv} b_2}{F_{t2}} = 1 + \frac{1,86 \cdot 30}{17611,13} = 1,$$

де W_{Hv} – питома колова динамічна сила:

$$W_{Hv} = \delta_F g_0 v_2 \sqrt{d_{m2} \frac{u_0 + 1}{u_0}} = 0,11 \cdot 5,6 \cdot 2,17 \sqrt{157,48 \frac{4,3 + 1}{4,3}} = 1,86$$

де δ_F – коефіцієнт, що враховує вплив типу зубчастої передачі і модифікації профілю головки зубчастого колеса, $\delta_F = 0,011$ – із модифікацією зуба;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами,

$K_{F\alpha} = 1$ – для конічних коліс з круговим зубом;

K_A – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження;

θ_F – коефіцієнт виду конічних передач:

$$\theta_F = 0,65 + 0,11u_0 = 0,65 + 0,11 \cdot 4,3 = 1,123;$$

$$\theta_{F2} = 2 \cdot 1386,7 \cdot 10^3 \cdot 3,58 \cdot 1,54 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,123 \cdot 157,48 \cdot 30 \cdot 3} =$$

$$= 976,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{R2} = 1000 \text{ МПа}.$$

10. Перевірний розрахунок на міцність зубчастих коліс при дії пікових навантажень

10.1. Контактні напруження при дії пікового моменту:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_d} = 849,47 \cdot \sqrt{1,4} = 1005,1 \text{ МПа} < [\sigma]_{F \max} = 2480 \text{ МПа} ;$$

10.2. Максимальне напруження в небезпечній точці при згині зуба під дією пікового моменту:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_d = 976,8 \cdot 1,4 = 1367,5 \text{ МПа} < [\sigma]_{F \max} = 1520 \text{ МПа} .$$

Основні параметри й розміри, отримані в результаті розрахунку міцності гіпоїдної передачі представлені на рис. 3.5.

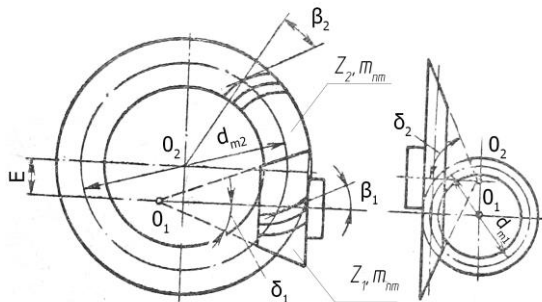


Рис. 3.5. Основні параметри й розміри, отримані в результаті розрахунків міцності гіпоїдних передач

3.5. Особливості розрахунку відкритих конічних передач

При відомих початкових даних рекомендується така послідовність розрахунку:

1. Визначити передаточне відношення:

$$u = n_1/n_2.$$

2. Знайти обертальний момент на валі колеса, Н·м:

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2}.$$

3. Визначити допустимі напруження на згин зубів для проектувального розрахунку, [25, п. 22.11], МПа:

- базова кількість циклів навантаження $N_{Fo} = 4 \cdot 10^6$;
- еквівалентна кількість циклів навантаження

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE1}; \quad N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE2},$$

де L_h – довговічність роботи передачі, год.;

$c = 1, 2, \dots$ – кількість зачеплень зуба за один оберт колеса (зі схеми передачі), [1, рис. 3.4.4];

Знайти коефіцієнт інтенсивності навантаження:

$$K_{FE} = \sum \left((T_i / T_1)^{m_F} \cdot (t_i / L_h) \right)_i$$

де $i = 1, 2, 3, \dots$

K_{FE} – визначити відповідно до циклограми [25, рис. 2.2, а] або при типових режимах навантаження деталей машин [25, рис. 2.3].

Тут m_F – показник степеня кривої втоми, який взяти:

- $m_F = 6$ – для зубчастих коліс із твердістю поверхні зубів $H \leq 350$ HB та зі шліфованою перехідною поверхнею незалежно від твердості;

- $m_F = 9$ – для зубчастих коліс із нешліфованою перехідною поверхнею при твердості зубів $H > 350$ HB;

- коефіцієнт довговічності роботи передачі:

$$K_{FL1} = m_F \sqrt{\frac{N_{Fo}}{N_{FE1}}}, \quad K_{FL2} = m_F \sqrt{\frac{N_{Fo}}{N_{FE2}}}$$

Необхідно враховувати такі обмеження коефіцієнта K_{FL} :

- якщо $N_{Fo} < N_{FE}$, то беруть $K_{FL} = 1$;
- якщо $N_{Fo} > N_{FE}$ і $m_F = 6$, то $K_{FL} \leq 2,08$, а якщо $m_F = 9$, то $K_{FL} \leq 1,63$ [25, с. 286].

Границю витривалості зубів на згин, МПа: σ_{F01} і σ_{F02} яка залежить від твердості зубів після термообробки беруть з [25, табл. 22.6];

Визначити допустимі напруження на згин, МПа:

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{F01} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F,$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{F02} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F,$$

де K_{FC} – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього навантаження зуба;

$K_{FC} = 1,0$ – за відсутності реверса;

$K_{FC} = (0,7...0,8)$ – при реверсивному навантаженні;

K_{FR} – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні зуба;

$K_{FR} = 1,0$ – для нешліфованої поверхні;

$S_F = (1,7...2,2)$ – коефіцієнт запасу міцності (більші значення для литих заготовок).

4. Розрахувати модуль m в зачепленні та вибрати параметри передачі.

4.1. Зовнішній модуль зачеплення

$$m'_e = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_A \cdot Y_F \cdot 10^3}{g_F \cdot z_1^2 \cdot [\sigma]_{F1} \cdot u \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot K_{be} \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be})^2}},$$

де $K_m = 1,75$ для прямозубих коліс ($\beta = 0$);

K_{be} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані:

$$K_{be} = b/R_e = 0,2...0,3;$$

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при розрахунку міцності на згин:

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{H\beta} - 1),$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при контактній міцності;

$K_{H\beta}$ залежить від твердості зубів та розташування коліс щодо опор, коефіцієнта K_{be} і передаточного числа u : $K_{be} \cdot u / (2 - K_{be})$ [25, рис. 24.5].

K_A – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження [1, табл. 4.2.4];

$z_1 = 17...19$ – число зубів шестірни;

Число зубів колеса $z_2 = z_1 \cdot u$ (виражають цілим числом).

Дійсне передаточне число передачі $u_d = z_2 / z_1$.

$g_H = 0,85$ – коефіцієнт, що враховує зменшення міцності конічної прямозубої передачі порівняно з передачею циліндричною.

Визначити кути ділильних конусів, град., ', '':

$$\delta_1 = \arctg(z_1/z_2); \quad \delta_2 = \arctg(z_2/z_1).$$

Знайти еквівалентну кількість зубів:

$$z_{e1} = z_1 / \cos \delta_1; \quad z_{e2} = z_2 / \cos \delta_2.$$

Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зубів.

Значення коефіцієнта Y_F для зубчастих коліс циліндричних передач зовнішнього зачеплення беруть за графіком [22, рис. 12.23] залежно від коефіцієнта зміщення x і кількості зубів z прямозубого зубчастого колеса або від еквівалентної кількості зубів z_v для косозубого.

Розрахунок виконують для того елемента пари «шестірня – колесо», який має менше числове значення $[\sigma]_{F1}/Y_{F1}$; $[\sigma]_{F2}/Y_{F2}$.

4.2. Зовнішній коловий модуль m_{te}' , мм, заокруглюють (технологічний процес нарізання коліс із прямими зубами не потребує стандартного значення m_{te}') до ближчого значення $m_{te}' = m_n$, мм, відповідно до ГОСТ 9563-60 [25, с. 260]

4.3. Зовнішня конусна відстань, мм:

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

4.4. Ширина вінця коліс, мм:

$$b = R_e \cdot K_{be},$$

де b – ціле число, ($m_{te} \geq (1/8 \dots 1/10) \cdot b$).

4.5. Середня конусна відстань, мм:

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b.$$

4.6. Зовнішні діаметри кінцевих коліс, мм:

- ділильні:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1; d_{e2} = m_{te} \cdot z_2;$$

- вершин зубів:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1;$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2;$$

- западин зубів:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2,$$

(точність розрахунків – 2 знаки після коми).

4.7. Параметри коліс у середньому перерізі, мм:

- середній модуль:

$$m_m = m_{te} \cdot R_m / R_e;$$

- середні ділильні діаметри:

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1; d_{m2} = m_m \cdot z_2.$$

5. Перевірити втомну витривалість зубів при згині:

5.1. Колова сила в зачепленні, Н:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_{m1}.$$

5.2. Колова швидкість коліс, м/с:

$$v = \pi \cdot d_{m1} \cdot n_1 / (60 \cdot 10^3).$$

5.3. Рекомендовані ступені точності зубів зубчастих передач залежно від колової швидкості для силових передач наведені в [25, табл. 22.2].

5.4. Коефіцієнт K_{Fv} , що враховує динамічне навантаження в зачепленні вибирають відповідно до колової швидкості зубів, ступеня точності та твердості зубів [25, табл. 23.4].

5.5. Коефіцієнт $K_{F\beta}$, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при витривалості зубців на згин, знаходять залежно від твердості зубів, розташування коліс щодо опор та коефіцієнта K_{be} [25, с. 320].

5.6. Коефіцієнт K_A зовнішнього динамічного навантаження [1, табл. 4.2.4].

5.7. Визначити питому розрахункову колову силу, Н/мм:

$$W_{Ft} = F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_A / b.$$

5.8. Розрахункові напруження зуба на згин та умова витривалості зубів:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot W_{Ft} / m_n \leq [\sigma]_{F1},$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot W_{Ft} / m_n \leq [\sigma]_{F2}.$$

Умова втомної витривалості зубів на згин виконується при

$$\sigma_{F1} \leq [\sigma]_{F1}, \sigma_{F2} \leq [\sigma]_{F2}.$$

6. Перевіряють статичну міцність зубів на згин при перевантаженнях передачі:

6.1. Умова міцності зубів за максимальними напруженнями на згині [25, формула (23.31)], МПа:

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot (T_{max} / T_H) \leq [\sigma]_{Fmax1},$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot (T_{max} / T_H) \leq [\sigma]_{Fmax2}.$$

• Розрахунок максимального напруження на згин при максимальних перевантаженнях проводять для менш міцного колеса передачі при допустимих граничних напруженнях згину $[\sigma]_{Fmax}$, які залежать від твердості поверхні зубів [22, с. 196].

6.2. Перевірити статичну контактну міцність зубів за максимальними напруженнями при перевантаженні передачі з визначенням розрахункових напружень σ_H .

• питома розрахункова колова сила, Н/мм:

$$W_{Ht} = F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot K_A / b,$$

де K_{Hv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні [25, табл. 23.4]; вибирають відповідно до колової швидкості, ступеня точності та твердості зубів.

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при контактній міцності знаходять за даними [25, рис. 23.8];

K_A – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження знаходять у [1, табл. 4.2.4];

b – ширина вінця колеса.

Знайти розрахункові контактні напруження, МПа:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht} \sqrt{u_D^2 + 1}}{g_H d_{m1} u_D}}$$

де $Z_M = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс [25, п. 23.3].

Для коліс з прямими зубами $Z_H \approx 2,50$;

Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубів [25, п. 23.3];

Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній [25, п. 23.3] (для прямозубих коліс у полюсі зачеплення $Z_\varepsilon = 1,0$).

• умова міцності за максимальними контактними напруженнями, МПа:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{T_{\max} / T_n} \leq [\sigma]_{H \max}.$$

Допустиме граничне контактне напруження $[\sigma]_{H \max}$ залежить від термічної або хіміко-термічної обробки зубчастих коліс [25, с. 284].

7. Сили в зачепленні зубчастих коліс:

7.1. Уточнений крутний момент на шестірні, Н·м:

$$T_{1y} = T_1 \cdot u / u_D.$$

7.2. Колові сили, Н:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{1y} / d_{m1}; F_{t2} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{2y} / d_{m2}.$$

7.3. Радіальні сили, Н:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1; F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2,$$

де ($\alpha = 20^\circ$).

3.5.1. Приклад 6. Розрахунок параметрів відкритої конічної зубчастої передачі приводу

Початкові дані: задані параметри, що взяті з технічного завдання на проектування приводу.

Розрахувати відкриту конічну прямозубу передачу при $P_1 = 12 \text{ кВт}$, частота обертання $n_1 = 980 \text{ хв}^{-1}$, $n_2 = 280 \text{ хв}^{-1}$. Навантаження передачі – середнє-нормальне (СН), коефіцієнт перевантаження $K_n = 1,8$, термін служби $L = 22 \text{ 000}$ год. Режим роботи реверсивний. Матеріали для обох зубчастих коліс – сталь 40Х з обємним загартуванням і попусканням до твердості HRC 50: $\sigma_B = 980 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 786 \text{ МПа}$.

Розрахунок:

1. Визначити передаточне відношення:

$$u = n_1/n_2 = 980/280 = 3,5.$$

2. Знайти обертальний момент на валі колеса,

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{10,56}{280} = 360,17, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де $P_2 = P_1 \cdot \eta = 12 \cdot 0,88 = 10,56$, кВт.

3. Визначити допустимі напруження на згин зубів для проектного розрахунку, [25, п. 22.11]:

- базове число циклів навантаження $N_{Fo} = 4 \cdot 10^6$;

- еквівалентне число циклів навантаження

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE1} = 60 \cdot 980 \cdot 1 \cdot 22000 \cdot 0,04 = 51,7 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE2} = 60 \cdot 280 \cdot 1 \cdot 22000 \cdot 0,04 = 14,8 \cdot 10^6,$$

де $L_h = 22\,000$ год. – довговічність роботи передачі;

$c = 1$ – кількість зачеплень зуба за один оберт колеса (зі схеми передачі), [1, рис. 3.4.4];

Коефіцієнт інтенсивності навантаження $K_{FE} = 0,04$ відповідно до типових режимів навантаження деталей машин [25, рис. 2.3] наведений в [25, табл. 4.1].

Тут m_F – показник степеня кривої втоми, який беруть:

- $m_F = 9$ – для зубчастих коліс із нешліфованою перехідною поверхнею при твердості зубів $H > 350$ НВ;

- коефіцієнт довговічності роботи передачі:

$$K_{FL1} = m_F \sqrt{\frac{N_{Fo}}{N_{FE1}}} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{51,7 \cdot 10^6}} = 0,75,$$

$$K_{FL2} = m_F \sqrt{\frac{N_{Fo}}{N_{FE2}}} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{14,8 \cdot 10^6}} = 0,86.$$

Необхідно враховувати такі обмеження коефіцієнта K_{FL} :

- якщо $N_{Fo} < N_{FE1}$ і $N_{Fo} < N_{FE2}$, то беруть $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$;

Границя витривалості зубів при згині:

$\sigma_{Fo1} = 600$ МПа і $\sigma_{Fo2} = 600$ МПа – яка залежить від твердості зубів після термообробки, знаходять в [25, табл. 22.6];

Визначити допустимі напруження на згин, МПа:

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{Fo1} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F = 600 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1/2 = 240,$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{Fo2} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F = 600 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1/2 = 240,$$

де K_{FC} – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього навантаження зуба;

$K_{FC} = (0,7...0,8)$ – при реверсивному навантаженні;

K_{FR} – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні зубця;

$K_{FR} = 1,0$ – для нешліфованої поверхні;

$S_F = (1,7...2,2)$ – коефіцієнт запасу міцності (більші значення для литих заготовок).

4. Розрахувати модуль m в зачепленні та вибрати параметри передачі

4.1. Зовнішній модуль зачеплення

$$m'_c = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_A \cdot Y_F \cdot 10^3}{\mathcal{G}_F \cdot z_1^2 \cdot [\sigma]_{F1} \cdot u \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be})^2}} =$$
$$= 1,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{360,17 \cdot 1,12 \cdot 1,1 \cdot 3,68 \cdot 10^3}{0,85 \cdot 18^2 \cdot 240 \cdot 3,5 \sqrt{3,5^2 + 1} \cdot 0,3 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3)}} = 3,63, \text{ мм},$$

де $K_m = 1,75$ для прямозубих коліс ($\beta = 0$);

K_{be} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані:

$$K_{be} = b/R_e = 0,2...0,3;$$

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при розрахунку міцності на згин:

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{H\beta} - 1) = 1 + 1,5 \cdot (1,07 - 1) = 1,12,$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при розрахунку на контактну міцність;

$K_{H\beta} = 1,07$ залежить від твердості зубів та розташування коліс щодо опор, коефіцієнта K_{be} і передаточного числа u : $K_{be} \cdot u / (2 - K_{be})$ див. [25, рис. 24.5].

$K_A = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження [1, табл. 4.2.4];

$z_1 = 18$ – число зубів шестірни;

Число зубів колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 18 \cdot 3,5 = 63$.

Дійсне передаточне число передачі:

$$u_d = z_2 / z_1 = 63 / 18 = 3,5.$$

$\mathcal{G}_F = 0,85$ – коефіцієнт, що враховує зменшення міцності конічної прямозубої передачі порівняно з передачею циліндричною.

Визначити кути ділильних конусів:

$$\delta_1 = \arctg \cdot (z_1 / z_2) = \arctg \cdot (18 / 63) = 15,9^\circ;$$

$$\delta_2 = \arctg \cdot (z_2 / z_1) = \arctg \cdot (63 / 18) = 74,1^\circ.$$

Знайти еквівалентне число зубів:

$$z_{e1} = z_1 / \cos \delta_1 = 18 / \cos 15,9^\circ = 18,72;$$

$$z_{e2} = z_2 / \cos \delta_2 = 63 / \cos 74,1^\circ = 229,96.$$

$Y_F = 3,68$ – коефіцієнт, що враховує форму зубів, брати за графіком [22, рис. 12.23] залежно від коефіцієнта зміщення x і кількості зубів z прямиозубого колеса.

Розрахунок виконати для того елемента пари «шестірня-колесо», який має менше числове значення відношення $[\sigma]_{F1}/Y_{F1}$; $[\sigma]_{F2}/Y_{F2}$.

4.2. Зовнішній коловий модуль m_{te}' , мм, заокруглюють (технологічний процес нарізання коліс із прямими зубами не вимагає стандартного числового значення m_{te}') до ближчого значення $m_{te}' = m_n = 4$ мм, відповідно до ГОСТ 9563-60 [25, с. 260]

4.3. Зовнішня конусна відстань, мм:

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 4 \cdot \sqrt{18^2 + 63^2} = 131,04,$$

4.4. Ширина вінця коліс, мм:

$$b = R_e \cdot K_{be} = 131,04 \cdot 0,3 = 40;$$

b – ціле число. ($m_{te} \geq (1/8 \dots 1/10) \cdot b$).

4.5. Середня конусна відстань, мм:

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b = 131,04 - 0,5 \cdot 40 = 111,04.$$

4.6. Зовнішні діаметри кінцевих коліс, мм:

- ділильні:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 4 \cdot 18 = 72;$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 4 \cdot 63 = 252;$$

- вершин зубів:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1 = 72 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 15,9^\circ = 79,6;$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2 = 252 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 74,1^\circ = 254,1;$$

- западин зубів:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1 = 72 - 2,4 \cdot 4 \cdot \cos 15,9^\circ = 62,7;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2 = 252 - 2,4 \cdot 4 \cdot \cos 74,1^\circ = 249,$$

(точність розрахунків – 2 знаки після коми).

4.7. Параметри коліс у середньому перерізі, мм:

- середній модуль:

$$m_m = m_{te} \cdot R_m / R_e = 4 \cdot 111,04 / 131,04 = 3,39;$$

- середні ділильні діаметри:

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 3,39 \cdot 18 = 61,02;$$

$$d_{m2} = m_m \cdot z_2 = 3,39 \cdot 63 = 213,57.$$

5. Перевірити втомну витривалість зубів при згині:

5.1. Колова сила в зачепленні, Н:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_{m1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 116,9 / 61,02 = 3831,5,$$

де T_1 – обертальний момент на шестерні, Н·м.

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{12}{980} = 116,9, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

5.2. Колова швидкість коліс:

$$v = \pi \cdot d_{m1} \cdot n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 61,02 \cdot 980 / (60 \cdot 10^3) = 3,13 \text{ м/с.}$$

5.3. Ступінь точності зубів зубчастих передач – 8, залежно від колової швидкості для силових передач наведені в [25, табл. 22.2].

5.4. Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні [25, табл. 23.4]. $K_{Fv} = 1,12$ – вибирають залежно від колової швидкості зубів, ступеня точності та твердості зубів.

5.5. Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при витривалості зубців при згині. $K_{F\beta} = 1,1$ – знаходять залежно від твердості зубів, розташування коліс щодо опору та коефіцієнта K_{bd} [25, с. 320].

5.6. Коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження $K_A = 1.1$ [1, табл. 4.2.4].

5.7. Визначити питому розрахункову колову силу Н/мм, :

$$W_{Ft} = F_t \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_A / b = 3831,5 \cdot 1,1 \cdot 1,12 \cdot 1,1 / 40 = 129,8.$$

5.8. Розрахункові напруження зуба при згині та умова витривалості зубів, МПа:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot W_{Ft} / m_n = 3,68 \cdot 129,8 / 4 = 119,4 < [\sigma]_{F1} = 240$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot W_{Ft} / m_n = 3,68 \cdot 129,8 / 4 = 119,4 < [\sigma]_{F2} = 240$$

Умова втомної витривалості зубів на згин виконується.

6. Перевірити статичну міцність зубів на згин при перевантаженнях передачі:

6.1. Умова міцності зубів при максимальних напруженнях при згині [25, формула (23.31)], МПа.

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot (T_{max} / T_n) = 119,4 \cdot 1,8 = 214,92 < [\sigma]_{Fmax1},$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot (T_{max} / T_n) = 119,4 \cdot 1,8 = 214,92 < [\sigma]_{Fmax2},$$

Розрахунок максимального напруження на згин при дії максимальних перевантажень проводять для менш міцного колеса передачі при допустимих граничних напруженнях згину, які залежать від твердості поверхні зубів [22, с. 196]:

$$[\sigma]_{Fmax1} = [\sigma]_{Fmax2} = 0,6 \cdot \sigma_B = 0,6 \cdot 980 = 588, \text{ МПа.}$$

6.2. Перевірити статичну контактну міцність зубів за максимальними напруженнями при перевантаженні передачі з визначенням розрахункових напружень σ_H .

• питома розрахункова колова сила, Н/мм:

$$W_{Ht} = F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot K_A / b = 3831,5 \cdot 1,07 \cdot 1,10 \cdot 1,1 / 40 = 124,02,$$

де $K_{H\beta} = 1,10$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні [25, табл. 23.4]; вибирають залежно від колової швидкості, ступеня точності та твердості зубів.

$K_{H\beta} = 1,07$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при контактній міцності знаходять за даними [25, рис. 24.5]; та [1, табл. 4.2.4];

$K_A = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження знаходять у [1, табл. 4.2.4];

$b = 40$ мм – ширина вінця колеса.

6.3. Знайти розрахункові контактні напруження, МПа:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht} \sqrt{u_D^2 + 1}}{g_H \cdot d_{m1} u_D}} =$$

$$= 2,50 \cdot 190 \cdot 1,0 \cdot \sqrt{\frac{124,02 \sqrt{3,5^2 + 1 + 1}}{0,85 \cdot 610235}} = 749,06,$$

де $Z_M = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс [25, п. 23.3].

Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубів [25, п. 23.3].

Для коліс з прямими зубами $Z_H \approx 2,50$;

Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній [25, п. 23.3].

Для прямозубих коліс у полюсі зачеплення $Z_\varepsilon = 1,0$.

• умова міцності за максимальними контактними напруженнями, МПа:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{T_{\max} / T_n} = 749,06 \cdot \sqrt{1,8} = 1005 < [\sigma]_{H \max}$$

Допустиме граничне контактне напруження $[\sigma]_{H \max}$ залежить від термічної або хіміко-термічної обробки зубчастих коліс [25, с. 284]:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 786 = 2201, \text{ МПа.}$$

7. Сили в зачепленні зубчастих коліс:

7.1. Уточнений крутний момент на шестірні та колесі:

$$T_{1y} = T_1 \cdot u / u_D = 116,9 \cdot 3,5 / 3,5 = 116,9, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{2y} = T_2 \cdot u / u_D = 360,17 \cdot 3,5 / 3,5 = 360,17, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

7.2. Колові сили, Н:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{1y} / d_{m1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 116,9 / 61,02 = 3831,5,$$

$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{2y} / d_{m2} = 2 \cdot 10^3 \cdot 360,17 / 213,57 = 3372,9.$$

7.3. Радіальні сили, Н:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 3831,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 15,9^\circ = 1341,2,$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 = 3372,9 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 74,1^\circ = 336,3,$$

де $\alpha = 20^\circ$.

3.6. Розрахунок закритих черв'ячних циліндричних передач

Проектний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів при згині

Рекомендується така послідовність розрахунку передач.

1. Вибрати матеріал черв'яка і колеса.

Для черв'яків застосовують ті ж марки сталі, що і для зубчастих коліс [24, табл. 2.1.].

Термообробку – поліпшення з твердістю $\leq HB\ 300$ застосовують для передач малої потужності (до 1 кВт) і порівняно короткострокової тривалості роботи.

Для передач великої потужності при довготривалій роботі з метою підвищення ККД застосовують гартування до $\geq HRC\ 45$ та шліфування і полірування витків черв'яка.

Матеріали для черв'ячних коліс умовно поділяють на три групи [24, табл. 2.10.].

- *Група I.* Олов'яні бронзи, застосовують при швидкості ковзання $v_s < 5$ м/с.

- *Група II.* Безолов'яні бронзи та латуні, застосовують при швидкості ковзання $v_s < 2...5$ м/с.

- *Група III.* М'які сірі чавуни, застосовують при швидкості ковзання $v_s < 2$ м/с. Оскільки вибір матеріалу для коліс пов'язаний зі швидкістю ковзання, попередньо визначити швидкість ковзання [24, с. 26].

$$v_s = 4,3\omega_2 u^3 \sqrt{T_2} / 10^3, \text{ м/с.}$$

2. Знайти допустимі контактні напруження згідно рекомендацій [24, с. 26...28].

- для матеріалів I групи

$$[\sigma]_H = K_{HL} C_V [\sigma]_{H0};$$

- для матеріалів II групи

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} - 25v_s;$$

- для матеріалів III групи

$$[\sigma]_H = 175 - 35v_s.$$

3. Знайти допустимі напруження згину за даними [24, с. 28]:

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0}$$

Для матеріалів I і II груп – $[\sigma]_{F0} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B$;

для матеріалів III групи $[\sigma]_{F0} = 0,12\sigma_{\hat{A}\hat{C}\hat{A}}$.

4. Визначити міжосьову відстань [24, с. 28].

$$a = 6100 \cdot \sqrt[3]{T_2 / [\sigma]_H^2}$$

Одержане розрахункове значення для передачі стандартного редуктора перевести в мм і заокруглити в більшу сторону до цілого числа: 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280.

5. Вибрати основні параметри передачі:

- число витків черв'яка Z_1 залежить від передаточного числа u [24, с. 28];

- число зубів колеса $Z_2 = Z_1 \cdot u$.

Попередні значення:

- модуль передачі [24, с. 28];

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{Z_2};$$

- відносний коефіцієнт діаметра черв'яка [24, с. 28].

$$q = \frac{2a_w}{m} - Z_2.$$

У формулу коефіцієнта діаметра черв'яка q підставити стандартне значення m , яке взяти з [24, табл. 2.11]. Отримане значення заокруглити до ближчого стандартного значення, наведеного в [24, табл. 2.11].

- мінімальне допустиме значення коефіцієнта діаметра черв'яка q знайти з умови жорсткості черв'яка [24, с. 28];

$$q_{\min} = 0,212 \cdot Z_2;$$

- коефіцієнт зміщення $x = (a_w / m) - 0,5(Z_2 + q)$ обчислити згідно даних наведених у [24, с. 28].

Якщо у розрахунку коефіцієнта зміщення виходить, що $|x| > 1$, то необхідно змінити міжосьову відстань a_w , коефіцієнт діаметра черв'яка q або кількість зубів колеса Z_2 .

- Визначити дійсне передаточне число u_d .

$$u_d = Z_2 / Z_1.$$

Відхилення передаточного числа від заданого.

$$\Delta u = \frac{|u_d - u| \cdot 100}{u} \leq 4 \%.$$

Геометричні параметри і розміри циліндричної черв'ячної передачі приведені на (рис. 3.6)

6. Визначити геометричні розміри черв'яка і колеса за [24] та (рис.3.4):

- ділительний діаметр черв'яка; $d_1 = qm$;
- діаметр вершин витків черв'яка $d_{a1} = d_1 + 2m$;
- діаметр западин черв'яка; $d_{f1} = d_1 - 2,4m$;
- довжина нарізної частини черв'яка при числі витків:
 - а) при $z_1 = 1; 2$: $b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$;
 - б) при $z_1 = 4$: $b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$.

При твердості матеріалу черв'яка $\geq HRC\ 45$ довжину b_1 для виходу шліфувального круга збільшити у 3м.

- ділительний діаметр черв'ячного колеса;

$$d_2 \geq z_2 \cdot m;$$

- діаметр вершин зубів:

$$d_{a2} \geq d_2 + (21 + x) \cdot m;$$

- найбільший діаметр колеса:

$$d_{aM2} \geq d_{a2} + 6 \cdot m(z_1 + 2);$$

- діаметр западин черв'ячного колеса:

$$d_{f2} \geq d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x);$$

- ширина вінця:

$$\text{а) при } z_1 = 1; 2: b_2 \leq 0,75d_{a1};$$

$$\text{б) при } z_1 = 4: b_2 \leq 0,67d_{a1};$$

Геометричні параметри й розміри циліндричної черв'ячної передачі наведені на рис. 3.6.

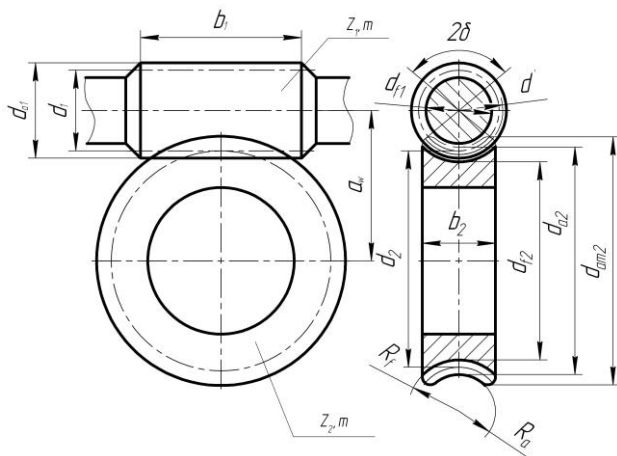


Рис.3.6. Основні параметри й розміри, отримані в результаті розрахунків міцності циліндричних черв'ячних передач

Перевірний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів на згин

7. Визначити швидкість ковзання в зачепленні [24, с. 29].
За одержаним значенням v_s уточнити допустимі напруження [24, див. с. 28].
8. Визначити розрахункове контактне напруження [24, с. 29]:

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}} \leq [\sigma_H].$$

де K – коефіцієнт навантаження;

$K = 1$ при $v_2 \leq 3$ м/с;

$K = 1,1 \dots 1,3$ при $v_2 > 3$ м/с.

9. Визначити ККД передачі [24, с. 30].

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho').$$

де ρ' – зведений кут тертя, який визначається експериментально. В нього входять також відносні витрати потужності в зачепленні, в опорах і на перемішування мастила. Числове значення кута тертя ρ' між черв'яком і колесом вибрати згідно даних [24, табл. 2.13]. Менше значення для олов'янистої бронзи, більше значення для безолов'янистої бронзи, латуні і чавуну.

10. Визначити сили в зачепленні [24, с. 30]:

- колові сили, Н

$$F_{r1} = 2 \cdot 10^3 \frac{T_1}{d_1}; F_{r2} = 2 \cdot 10^3 \frac{T_2}{d_2};$$

- радіальні сили, Н

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \gamma; F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

- осьові сили, Н

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \gamma; F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma;$$

11. Визначити розрахункове напруження на згин [24, с. 31].

$$\sigma_{F2} = \frac{0,7Y_F \cdot K \cdot F_{t2}}{mb_2} \leq [\sigma]_F.$$

де K – коефіцієнт навантаження, числові значення якого наведені в [24, с. 30];

Y_F – коефіцієнт форми зуба, який для $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$ вибрати за даними [24, табл. 2.15].

12. Виконати перевірку жорсткості черв'яка:

- ступінь точності передачі визначити залежно від швидкості ковзання v_s [1, табл. 6.3.9];

- твердість і термообробка черв'яка [1, табл. 6.3.9];

- прогин черв'яка, мм

$$f = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2 \cdot L^3 / (48 \cdot E \cdot J)} \leq [f],$$

де F_{t1} – колова сила; F_{r1} – радіальна сила, Н [1, п. 10];

$L = (0,9 \dots 1,0) \cdot d_2$ – відстань між опорами черв'яка, мм;

$E = 2 \cdot 10^5$ – модуль пружності, МПа;

$J = J_f \varphi$ – момент інерції перерізу черв'яка, мм⁴;

$J_f = \pi \cdot d_{f1}^4 / 64$ мм⁴; $\varphi = 0,4 + 0,6 \cdot (d_{a1} / d_{f1})$.

Допустимий прогин, мм: $[f] = (0,005 \dots 0,01) \cdot m$.

13. Виконати розрахунок теплової потужності передачі:

13.1. ККД передачі:

$$\eta_{\text{черв.}} = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \rho'),$$

де $\rho' = \operatorname{arctg} f$ – кут тертя, град.

f – коефіцієнт тертя, який залежить від швидкості ковзання [1, табл. 6.3.10].

13.2. Теплова потужність, що виділяється, кВт:

$$Q_I = (1 - \eta) \cdot P_I.$$

де P_1 – потужність на черв'яку, кВт.

13.3. Теплова потужність, що передається у навколишнє середовище, кВт:

$$Q_2 = k_t \cdot (T_p - T_o) \cdot A,$$

де $T_o = 20\text{ }^\circ\text{C}$ – температура навколишнього середовища;

$T_p = (60...70)\text{ }^\circ\text{C}$ – внутрішня температура редуктора (масла);

A – поверхня охолодження редуктора, мм^2 .

Для одноступінчастих редукторів $A = 20 \cdot a_w^2 / 10^6$.

Для дво- і більше ступінчастих редукторів поверхню охолодження A оцінюють за їхнім компонованням без урахування площини дна редуктора (розміри $B_{\text{зов}}$, $L_{\text{зов}}$ та H), [24, рис. 10.2.5];

k_t – коефіцієнт теплопередачі:

- $k_t = 0,008...0,011\text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.})$ – за слабкої циркуляції повітря;

- $k_t = 0,014...0,017\text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.})$ – за доброї циркуляції повітря;

13.4. Якщо $Q_1 = Q_2$, то температура редуктора

$$T = T_p = 70\text{ }^\circ\text{C}.$$

Якщо $Q_1 \leq Q_2$, то температура редуктора

$$T = T_o + Q_1 / (k_t \cdot A) < 70\text{ }^\circ\text{C}.$$

Якщо $Q_1 \geq Q_2$, то $T > 70\text{ }^\circ\text{C}$, і варто взяти заходів для збільшення Q_2 або зменшення Q_1 :

- корпус виконати ребристим, збільшуючи поверхню охолодження A . При цьому слід урахувати тільки половину A ребер;
- редуктор виконати з вмонтованим вентилятором, тоді $k_t = (0,020...0,028)\text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.})$;
- редуктор виконати з проточним охолодженням, тоді $k_t = (0,090...0,200)\text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.})$;
- редуктор виконати з циркуляційною системою змащування;
- збільшити кількість витків черв'яка.

3.6.1. Приклад 7. Розрахунок параметрів закритої циліндричної черв'ячної передачі редуктора

Початкові дані: задані параметри, що взяті з технічного завдання на проектування приводу.

Розрахувати передачу з архімедовим черв'яком з моментом на виході $T_2 = 900\text{ Нм}$, частота обертання на виході $n_2 = 50\text{ об/хв}$,

передаточне число $u = 20$, термін роботи передачі $t = 15000$ год.
Режим навантаження – середній-нормальний (СН). При пуску навантаження в 1,6 раза більше за номінальне.

Розрахунок:

1. Взяти матеріал для черв'яка – *Сталь 40Х* з поліпшенням і загартуванням в ТВЧ, HRC 45...50, згідно [24, табл. 2.1];

Щоб вибрати матеріал для колеса, знайти швидкість ковзання:

$$v_s = 4,3\omega_2 u^3 \sqrt{T_2} / 10^3 = 4,3 \cdot 5,2 \cdot 20 \cdot \sqrt[3]{900} / 10^3 = 4,32, \text{ м/с}$$

Для колеса взяти бронзу *Бр.АЖН10-4-4*, що має механічні характеристики:

$$\sigma_B = 600 \text{ МПа}; \quad \sigma_T = 200 \text{ МПа};$$

2 Визначити допустимі контактні напруження.

Характеристики вибраної бронзи відповідають матеріалам II групи:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} - 25v_s$$

$$[\sigma]_{H0} = 300, \text{ [24, с. 28];}$$

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot 4,32 = 192, \text{ МПа.}$$

Визначити допустиме граничне контактне напруження згідно [25 табл. 28. 4]

$$[\sigma]_{H \max} = 2\sigma_T = 2 \cdot 200 = 400, \text{ МПа}$$

Визначити допустимі напруження при згині:

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0};$$

$$\begin{aligned} [\sigma]_{F0} &= 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 600 = \\ &= 50 + 48 = 98, \text{ МПа;} \end{aligned}$$

Коефіцієнт довговічності згідно [19, формула (1.67)]

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{F0} / N_{FE}};$$

$$N_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE} = N \cdot K_{FE},$$

згідно [19, формула (1.62)]

$$N = 60 \cdot n \cdot t \cdot c = 60 \cdot 50 \cdot 15000 = 4,5 \cdot 10^7,$$

згідно [19, формула (1.58)]

$$K_{FE} = 0,04, \text{ згідно [19, табл. 1.6].}$$

$$N_{FE} = N \cdot K_{FE} = 4,5 \cdot 10^7 \cdot 0,04 = 1,8 \cdot 10^6;$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{4 \cdot 10^6 / 1,8 \cdot 10^6} = 1,09;$$

$$[\sigma]_F = 1,09 \cdot 98 = 107, \text{ МПа};$$

Допустиме граничне напруження [25, табл.28. 4]

$$[\sigma]_{F \max} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160, \text{ МПа}$$

3. Визначити міжосьову відстань передачі:

$$a = 6100 \cdot \sqrt[3]{T_2 / [\sigma]_H^2} = 6100 \cdot \sqrt[3]{900 / (192 \cdot 10^6)^2} = 0,177, \text{ м},$$

взяти 200 мм, згідно [24, с. 28].

4. Вибрати основні параметри передачі:

- число витків черв'яка $z_1 = 2$, згідно [24, с. 28].
- число зубів колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 20 = 40$.

Попередні значення модуля:

- модуль передачі

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2} = (1,5 \dots 1,7) \frac{200}{40} = 7,5 \dots 8,65, \text{ мм}.$$

Ближче стандартне значення $m = 8$ мм, за даними [24, табл. 2.11].

Знайти коефіцієнт діаметра черв'яка:

- відносний коефіцієнт діаметра черв'яка

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 200}{8} - 40 = 10;$$

- мінімальне допустиме значення

$$q_{\min} = 0,212 \cdot z_2 = 0,212 \cdot 40 = 8,48,$$

згідно [24, табл. 2.11] $q_{\min}$ взяти рівним 10.

Знайти коефіцієнт зміщення:

$$x = (a_w / m) - 0,5(z_2 = q) = (200 / 8) - 0,5(40 + 10) = 0.$$

Визначити дійсне передаточне число.

$$u_d = z_2 / z_1 = 40 / 2 = 20.$$

Визначити відхилення Δu передаточного числа від заданого

$$\Delta u = \frac{|u_d - u| \cdot 100}{u} = \frac{|20 - 20| \cdot 100}{20} = 0 < 4, \%$$

5. Визначити геометричні розміри черв'яка і колеса.

- ділильний діаметр черв'яка

$$d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 8 = 80, \text{ мм};$$

- діаметр вершин витків:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96, \text{ мм};$$

- діаметр западин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 + 2,4 \cdot 8 = 60,8, \text{ мм};$$

- довжина нарізної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 8 = 107,2, \text{ мм};$$

оскільки твердість матеріалу $\geq 45\text{HRC}$, то для вихода шліфувального круга при нарізанні зубів b_1 збільшують модуль передачі утричі.

$$b_1 = 107,2 + 3 \cdot 8 = 107,2 + 24 = 131,2 \text{ мм}$$

- діаметр ділильного кола колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m = 320 + (1 + 0) \cdot 8 = 328, \text{ мм};$$

- діаметр колових кіл вершин зубів колеса

$$d_2 = z_2 \cdot m = 40 \cdot 8 = 320, \text{ мм};$$

- найбільший діаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2) = 328 + 6 \cdot 8 / (40 + 2) = 329,14, \text{ мм};$$

- діаметр западин

$$d_{f2} \leq d_2 + 2m \cdot (1,2 - x) = 320 - 16 = 304, \text{ мм};$$

- ширина вінця

$$b_2 \leq 0,75 \cdot 96 = 72, \text{ мм}.$$

6. Виконати перевірний розрахунок на міцність.

Швидкість ковзання в зачепленні:

$$\nu_s = \nu_1 / \cos \gamma = 4,160 / \cos 11^\circ 19' = 4,24 \text{ м/с},$$

Згідно [24, табл. 2.12] визначити кут підйому лінії витка черв'яка $\gamma = 11^\circ 19'$.

- Колова швидкість на черв'яку:

$$\nu_1 = 0,5 \cdot 104 \cdot 80 = 4,2, \text{ м/с}$$

- Уточнити допустимі напруження::

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot 4,24 = 194, \text{ МПа}$$

7. Визначити розрахункове напруження:

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}} \leq [\sigma_H];$$

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{d_2} \sqrt{\frac{1 \cdot 900}{0,08}} = 159, \text{ МПа} \leq 194, \text{ МПа},$$

що менше допустимого.

Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність при дії максимального навантаження [25, формула (28. 40)].

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{2 \max} / T_{2H}} \leq [\sigma]_{H \max}$$

$$\sigma_{H \max} = 159 \sqrt{1,6} = 201 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{H \max} = 400, \text{ МПа}$$

8. Визначити ККД передачі:

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho') = \operatorname{tg} 11^\circ 19' / \operatorname{tg}(11^\circ 19' + 1^\circ 20') = 0,9.$$

9. Сили в зачепленні

• колові сили:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_1}{d_1} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{52,9}{80} = 1322,5, \text{ Н};$$

$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_2}{d_2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{900}{320} = 5325, \text{ Н};$$

де $T_1 = T_2 / (u \cdot \eta) = 900 / 20 \cdot 0,85 = 52,9, \text{ Нм};$

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} z_1 / q \pi \eta = 5625 \cdot 2 / 10,09 = 1322,5, \text{ Н};$$

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 T_2 / d_2 = 2 \cdot 900 / 0,32 = 5625, \text{ Н};$$

• радіальні сили:

$$F_{r2} = 0,364 \cdot 6,364 \cdot 5625 = 2047,5, \text{ Н}.$$

$$F_{r1} = F_{r1} \cdot \operatorname{tga} / \operatorname{tg} \gamma = 1322,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \operatorname{tg} 11,3^\circ = 2408,9, \text{ Н};$$

$$F_{r2} = F_{r2} \cdot \operatorname{tga} = 5625 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2047,3, \text{ Н};$$

• осьові сили:

$$F_{r1} = F_{r1} \operatorname{tg} \gamma = 1322,5 \cdot \operatorname{tg} 11,3^\circ = 6618,5, \text{ Н};$$

$$F_{a2} = F_{r2} \cdot \operatorname{tg} \gamma = 5625 \cdot \operatorname{tg} 11,3^\circ = 1124, \text{ Н};$$

де $\alpha = 20^\circ$.

10. Визначити розрахункове напруження згину:

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma = 40 / \cos^3 11,19 = 42,3;$$

$$Y_F = 1,55;$$

$$v_2 = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot d_2 = 0,5 \cdot 5,2 \cdot 0,32 = 0,83; \text{ м/с}$$

$$K = 1.$$

$$\sigma_F = \frac{0,7 Y_F \cdot K \cdot F_{t2}}{m b_2} = \frac{0,7 \cdot 1,55 \cdot 1 \cdot 5625}{8 \cdot 0,072} = 105, \text{ МПа};$$

менше від 106,8 МПа.

Перевірити міцність зубів при згині максимальним навантаженням [25, формула (28.42)].

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F (T_{2 \max} / T_{2F}) \leq [\sigma]_{F \max}$$

$$\sigma_{F \max} = 105,9 \cdot (1,6) = 169,4, \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F \max} = 170, \text{ МПа}$$

11. Перевірити жорсткості черв'яка:

- ступінь точності передачі визначають залежно від швидкості ковзання v_s [1, табл. 6.3.9];

Ступінь точності становить 8.

- твердість і термообробка черв'яка [1, табл. 6.3.9];

- прогин черв'яка, мм

$$f = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r3}^2 L^3 / (48 EJ)} \leq [f]$$

$$f = \sqrt{1250^2 + 2047,5^2 \cdot 300^3 / 48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^6} = 0,0075 \leq [f],$$

$$f = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r3}^2 L^3 / (48 EJ)} \leq [f]$$

$$f = \sqrt{1322,5^2 + 2408,9^2 \cdot 300^3 / 48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^6} = 0,0086 \leq [f],$$

де F_{t1} , F_{r1} – відповідно колова і радіальна сили [1, п. 7], Н;

$L = (0,9 \dots 1,0) \cdot d_2 = (0,9 \dots 1,0) \cdot 320 = 300$, мм – відстань між опорами черв'яка;

$E = 2 \cdot 10^5$ – модуль пружності, МПа;

$J = J_{\text{ф}} \varphi = 0,67 \cdot 10^6 \cdot 1,35 = 0,9 \cdot 10^6$ – момент інерції перерізу черв'яка, мм⁴;

$$J_{\text{ф}} = \pi \cdot d_{\text{ф}}^4 / 64 = \pi \cdot 60,8^4 / 64 = 0,67 \cdot 10^6 \text{ мм}^4;$$

$$\varphi = 0,4 + 0,6 \cdot (d_{\text{а1}} / d_{\text{ф}}) = 0,4 + 0,6 \cdot (96 / 60,8) = 1,35.$$

Допустимий прогин, мм:

$$[f] = (0,005 \dots 0,01) \cdot m = (0,005 \dots 0,01) \cdot 8 = 0,04 \dots 0,08, \text{ мм.}$$

12. Розрахунок теплової потужності передачі

12.1. ККД передачі:

$$\eta_{\text{черв.}} = \text{tg} \gamma \text{tg}(\gamma + \rho') = \text{tg} 11,3^\circ \text{tg}(11,3^\circ + 1,43^\circ) = 0,885,$$

де $\rho' = \text{arctg} f' = \text{arctg} 0,025 = 1,43^\circ$ – кут тертя, град.

$f' = 0,025$ – коефіцієнт тертя, [1, табл. 6.3.10].

12.2. Теплова потужність, що виділяється:

$$Q_1 = (1 - \eta) \cdot P_1 = (1 - 0,885) \cdot 5,5 = 0,633, \text{ кВт.}$$

12.3. Теплова потужність, що передається у навколишнє середовище:

$$Q_2 = k_t \cdot (T_p - T_o) \cdot A = 0,028 \cdot (70^\circ - 20^\circ) \cdot 0,8 = 1,12 \text{ кВт,}$$

де $T_o = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура навколишнього середовища;
 $T_p = (60...70)\text{ }^{\circ}\text{C}$ – внутрішня температура редуктора (масла);
 A – поверхня охолодження редуктора.

Для одноступінчастих редукторів
 $A = 20 \cdot a_w^2 / 10^6 = 20 \cdot 200^2 / 10^6 = 0,8\text{ м}^2$.

Для дво- і більше ступінчастих редукторів поверхню охолодження A оцінюють за їхнім компонованням без урахування площини дна редуктора (розміри $B_{\text{зов}}$, $L_{\text{зов}}$ та H);

$k_t = 0,028\text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.})$ – коефіцієнт теплопередачі при використанні в редукторі вентилятора.

12.4. Якщо $Q_1 \leq Q_2$, то температура редуктора:

$$T = T_o + Q_1 / (k_t \cdot A) = 20^{\circ} + 0,633 / (0,028 \cdot 0,8) = 48\text{ }^{\circ}\text{C} < 70\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Розрахункова температура редуктора менша за допустиму

$$T = 48\text{ }^{\circ}\text{C} < 70\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

3.7. Особливості розрахунку черв'ячних глобоїдних передач редуктора

Згідно ГОСТ 9369-76 [22, табл. 13.8] нормалізовані наступні параметри черв'ячних глобоїдних передач з кутом перетину осей черв'яка і колеса, рівним 90° : a_w – міжосьова відстань; u – передаточні числа; d_{a2} – діаметр вершин зубів колеса; b – ширина вінця колеса.

У додатку до ГОСТ 9369-76 наводяться числові значення:

- дійсних передаточних чисел u_d у вигляді відношень чисел зубів z_2 колеса до числа заходів черв'яка z_1 , числа зубів z' колеса в обхваті черв'яком між двома різнойменними твірними витка черв'яка залежно від числа зубів z_2 колеса;

- робочої висоти h_2 зуба колеса і висоти головки h_{a2} зуба колеса залежно від міжосьової відстані a_w і числа зубів z_2 [22, табл. 13.9];

- мінімального радіального проміжку c_{min} , мінімального радіуса заокруглення r_{min} ніжок зубів колеса, ніжок витків черв'яка і головок черв'яка;

- діаметра D_P профільного кола.

Модулі глобоїдних передач не стандартизовані.

Інші геометричні параметри колеса і черв'яка глобоїдної передачі:

а) для колеса:

- ділильний діаметр

$$d_2 = d_{a2} - 2 \cdot h_{a2};$$

- мінімальний радіальний проміжок (із додатку до ГОСТ 9369-

76)

$$c = 0,1 \cdot h;$$

- діаметр западин

$$d_{f2} = d_{a2} - 2 \cdot (h + c);$$

б) для черв'яка:

- ділительний діаметр (в середньому перерізі)

$$d_1 = 2 \cdot a - d_2;$$

- висота головок витків

$$h_{a1} = h - h_{a2};$$

- висота ніжок витків

$$h_{f1} = h_{a2} + c;$$

- діаметр вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1};$$

- діаметр западин

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1};$$

- радіус вершин витків черв'яка (в осьовій площині)

$$R_{a1} = a - 0,5 \cdot d_{a1};$$

- радіус впадин витків черв'яка (в осьовій площині)

$$R_{f1} = 0,5 \cdot d_{a2} + c;$$

- кут обхвату черв'яком черв'ячного колеса

$$2 \cdot \nu = (z' + 0,5) \cdot 2 \cdot \pi / z_2,$$

де кут ν вимірюється в радіанах;

- довжина нарізаної частини черв'яка

$$l_1 = d_2 \cdot \sin \nu.$$

Докладний розрахунок геометричних параметрів глобоїдних передач наведено в ГОСТ 17696-72.

Міцність зубів черв'ячних коліс глобоїдних передач визначається їх зносостійкістю. Розрахунок цих зубів на згин і контактну міцність має другорядне значення, оскільки в зачепленні передачі знаходиться одночасно 4...8 зубів, а тому сила, яка приходить на один зуб, порівняно невелика.

При розрахунку зубів черв'ячних коліс глобоїдних передач спочатку визначити розрахункову потужність на черв'яку:

$$P_{1p} = P_1 K_M K_T K_P,$$

де P_1 – потужність, що передається черв'яком;

K_M – коефіцієнт матеріалу зубів колеса (для олов'яної бронзи

$K_M = 1$, для алюмінієво-залізної і інших $K_M = 0,8$);

K_T – коефіцієнт точності виготовлення і зборки передачі (при підвищеній точності $K_T = 1,1$; при нормальній точності $K_T = 1$ і при пониженій точності $K_T = 0,85$);

K_P – коефіцієнт режиму роботи передачі (при неперервній цілодобовій спокійній роботі $K_P = 1$; при роботі з ударами $K_P = 0,75$).

Потім за номограмою [22, рис. 13,9] знайти міжосьову відстань передачі a_w , відповідно до P_{1p} , частоти обертання n_1 черв'яка і передаточного числа передачі u .

Приклад користування номограмою. Припустимо, що необхідно знайти міжосьову відстань глобоїдної передачі при $P_{1p} = 15$ кВт, $n_1 = 1000$ хв⁻¹, $u = 20$.

Із точки a осі абсцис номограми з відміткою $P_{1p} = 15$ кВт провести вертикальну пряму до перетину з нахиленою прямою частоти обертання $n_1 = 1000$ хв⁻¹. Отримати точку перетину b . Через точку b провести горизонтальну лінію до нахиленої прямої передаточного числа $u = 20$. Через отриману точку перетину c провести вертикальну лінію до перетину з верхньою горизонтальною лінією номограми. В перетині отримати точку d , що відповідає міжосьовій відстані передачі $a_w = 165$ мм. Остаточню a_w узгодити з ГОСТ 9396-76, відповідно до якого взяти $a_w = 180$ мм.

Після знаходження міжосьової відстані розрахувати всі розміри черв'яка і черв'ячного колеса, як показано вище.

3.7.1. Приклад 8. Розрахунок параметрів закритої черв'ячної глобоїдної передачі редуктора

Початкові дані: задані параметри, що взяті з технічного завдання на проектування привода.

Розрахувати черв'ячну глобоїдну передачу редуктора загального призначення за такими даними: потужність на валу черв'яка $P_1 = 4$ кВт при кутовій швидкості $\omega_1 = 150$ рад/с ($n_1 = 1433$ хв⁻¹); передаточне число передачі $u = 24$; передача нереверсивна; режим навантаження – легкий (Л); можливі короточасні перевантаження до 150 % від номінального; строк служби передачі $L = 10\,000$ год.

Розрахунок.

1. Параметри навантаження черв'ячної передачі.

За орієнтовним значенням ККД $\eta = 0,80$ [22, с. 229] потужність на веденому валу за [22, формула 9,5]

$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 4 \cdot 0,8 = 3,2, \text{ кВт.}$$

Кутова швидкість веденого вала

$$\omega_2 = \omega_1 / u = 150 / 24 = 6,25, \text{ рад/с.}$$

Обертові моменти на ведучому і веденому валах передачі визначити за формулами:

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 4 \cdot 10^3 / 150 = 26,7, \text{ Н} \cdot \text{м;}$$

$$T_2 = P_2 / \omega_2 = 3,2 \cdot 10^3 / 6,25 = 512, \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Орієнтована швидкість ковзання за формулою::

$$v_s = (4 \cdot \omega_1 / 10^3) \cdot \sqrt[3]{T_2} = (4 \cdot 150 / 10^3) \cdot \sqrt[3]{512} = 4,8, \text{ м/с}$$

2. Вибрати матеріали для виготовлення черв'яка та черв'ячного колеса.

Для виготовлення черв'яка беруть леговану сталь 40Х, термообробка – гартування із відпусканням, твердість $H_1 = 45...50$ HRC, робочі поверхні витків шліфовані.

Для вінця черв'ячного колеса із швидкістю ковзання $v_s = 4,8$ м/с можна брати безоловяну бронзу БрА9ЖЗЛ (відливання в кокіль) з такими характеристиками [25, табл. 28,4]: границя міцності $\sigma_B = 500$ МПа, границя текучості $\sigma_T = 230$ МПа.

3. Розрахувати потужність на черв'яку [22, формула (13,73)]:

$$P_{1p} = P_1 K_M K_T K_P = 4 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1 = 3,2, \text{ кВт},$$

де $K_T = 1$ – коефіцієнт виготовлення складових та збирання передачі;

$K_M = 0,8$ – коефіцієнт матеріалу зубів колеса;

$K_P = 1$ – коефіцієнт режиму роботи передачі.

Визначити геометричні параметри черв'ячної глобоїдної передачі

4. За номограмою [22, рис. 13.9] знайти міжосьову відстань a_w передачі. При $P_{1p} = 3,2$ кВт, $n_1 = 1433$ хв⁻¹ і $u = 24$ взяти $a_w = 90$ мм.

5. За ГОСТ 9369-76 [22, табл. 13.8] взяти міжосьову відстань $a_w = 100$ мм, діаметр вершин колеса $d_{a2} = 170$ мм, ширину вінця колеса $b_2 = 24$ мм.

6. Із додатку до ГОСТ 9369-76 взяти [22, рис. 13.8]: при передаточному числі $u = 24$ і при $a_w = 100$ мм число заходів черв'яка $z_1 = 2$ і число зубів колеса $z_2 = 48$, число зубів колеса, що охоплюються черв'яком $z' = 4$; робоча висота зуба колеса $h = 8$ мм; висота головки зуба $h_{a2} = 3,2$ мм.

Геометричні розміри елементів черв'яка і колеса глобоїдної передачі визначити за [22, рис.13.8] та [22, формули (13.61...13.72)].

7. Ділильний діаметр колеса,

$$d_2 = d_{a2} - 2 \cdot h_{a2} = 170 - 2 \cdot 3,2 = 163,6, \text{ мм}.$$

8. Мінімальний радіальний проміжок c :

$$c = 0,1 \cdot h = 0,1 \cdot 8 = 0,8, \text{ мм}.$$

9. Діаметр впадин колеса d_{f2} :

$$d_{f2} = d_{a2} - 2 \cdot (h + c) = 170 - 2 \cdot (8 + 0,8) = 152,4, \text{ мм}.$$

10. Ділильний діаметр черв'яка:

$$d_1 = 2 \cdot a - d_2 = 2 \cdot 100 - 163,6 = 36,4, \text{ мм}.$$

11. Висота головок витків черв'яка:

$$h_{a1} = h - h_{a2} = 8 - 3,2 = 4,8, \text{ мм}.$$

12. Висота ніжок витків черв'яка:

$$h_{f1} = h_{a2} + c = 3,2 + 0,8 = 4, \text{ мм.}$$

13. Діаметр вершин черв'яка:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} = 36,4 + 2 \cdot 4,8 = 46, \text{ мм.}$$

14. Діаметр впадин черв'яка:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1} = 36,4 - 2 \cdot 4 = 28,4, \text{ мм.}$$

15. Радіус вершин витків черв'яка:

$$R_{a1} = a - 0,5 \cdot d_{a1} = 100 - 0,5 \cdot 46 = 77, \text{ мм.}$$

16. Радіус впадин витків черв'яка:

$$R_{f1} = 0,5 \cdot d_{a2} + c = 0,5 \cdot 170 + 0,8 = 85,8, \text{ мм.}$$

17. Кут обхвату черв'яком черв'ячного колеса:

$$2 \cdot \nu = (z' + 0,5) \cdot 360 / z_2 = (4 + 0,5) \cdot 360 / 48 = 33,75^\circ.$$

18. Довжина нарізаної частини червяка:

$$l_1 = d_2 \cdot \sin \nu = 163,6 \cdot \sin 16,9^\circ = 47,6, \text{ мм.}$$

19. Найбільший діаметр виступів d_{am1} черв'яка визначити за кресленням.

20. Модуль m визначити за [22, формула (13.7)]

$$m = d_2 / z_2 = 163,6 / 48 = 3,4, \text{ мм.}$$

Геометричні параметри наведені на рис.3.7.

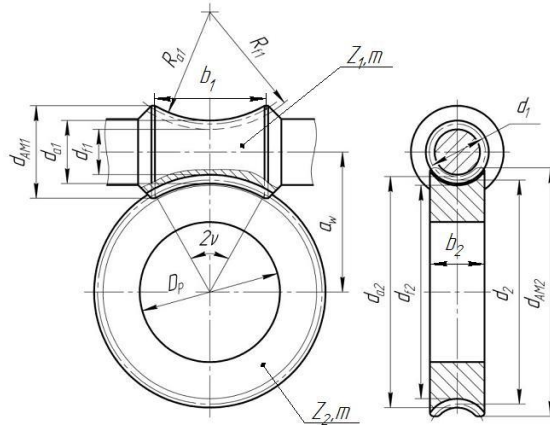


Рис. 3.7.. Основні параметри й розміри, отримані в результаті розрахунків міцності червячних глобоїдних передач

3.8. Особливості розрахунку планетарних передач

В основі розрахунку планетарних передач лежать ті ж критерії робоздатності, що і для простих зубчастих передач. Однак обертання сателітів не тільки навколо своїх осей, але і навколо центральної осі та

багатопоточність передачі потужності, визначають особливості проектування планетарних редукторів.

На рис. 3.8 наведені найбільш розповсюджені схеми планетарних передач.

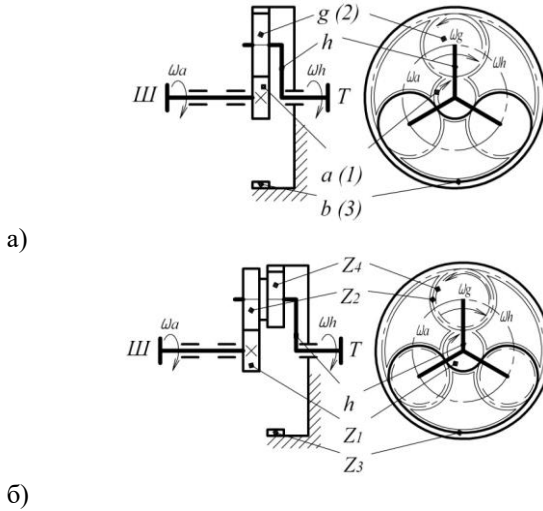


Рис. 3.8. Схеми планетарних передач:
а – з одновінцевим сателітом – тип «А»;
б – із двовінцевим сателітом – тип «В»

Силовий розрахунок планетарних передач

При відомих моментах на веденому валу і кутових швидкостях ведучих і ведених валів планетарний редуктор загального призначення розраховують в такому порядку [2].

1. Визначити *кінематичні* та *енергосилові* розрахункові параметри для передач без зміщення.

1.1. Передаточне відношення:

- а) тип «А» (рис. 3.8, а)

$$u^3_{1h} = \omega_1/\omega_h = 1 - u^h_{13} = 1 + p, \quad (3.1)$$

$$p = -u^h_{13} = z_3/z_1$$

- б) тип «В» (рис. 3.8, б)

$$u^3_{1h} = 1 - u^h_{13} = 1 + z_2 z_3 / (z_1 z_4), \quad (3.1, a)$$

$$u^h_{13} = z_2 z_3 / (z_1 z_4)$$

1.2. Кутові швидкості ланок:

- а) тип «А» (рис. 3.8, а)

$$\omega_3 = 0; \quad \omega_h = \omega_1 / (1 + p);$$

$$\begin{aligned}\omega_1 &= \omega_h / (1 + p); \omega_1^h = \omega_1 - \omega_h; \\ \omega_2^h &= \omega_2 - \omega_h = \omega_1^h / u_{12}^h = 2 \cdot p \cdot \omega_h / (1 - p), \\ u_{12}^h &= -z_2 / z_1\end{aligned}\quad (3.2)$$

- б) тип «В» (рис. 3.8, б)

$$\begin{aligned}\omega_3 &= 0; \omega_1 = [1 + z_2 z_3 / (z_1 z_4)] \cdot \omega_h; \\ \omega_1^h &= \omega_1 - \omega_h; \omega_2^h = \omega_2 - \omega_h = \omega_1^h / u_{12}^h, \\ u_{12}^h &= -z_2 / z_1 \omega_4^h = \omega_4 - \omega_h = -(z_3 z_4) \cdot \omega_h \quad \omega_2 = \omega_4\end{aligned}\quad (3.2 \text{ а})$$

1.3. При виборі числа зубів необхідно забезпечити наступні умови:

1.3.1. Умова співвісності:

- а) тип «А» (рис. 3.8, а)

$$z_1 z_2 = z_3 - z_2 \quad (3.3)$$

- б) тип «В» (рис. 3.8, б)

$$m_{12} \cdot (z_1 z_2) = m_{34} \cdot (z_3 - z_4) \quad (3.3 \text{ а})$$

1.3.2. Умова збирання:

- а) тип «А» (рис. 3.8, а)

$$(z_1 z_3) / n_w = \gamma_1 \quad (3.4)$$

- б) тип «В» (рис. 3.8, б)

$$z_1 / n_w = \gamma_2; z_1 / n_w = \gamma_3 \quad (3.4 \text{ а})$$

1.3.3. Умова сусідства:

- а) тип «А» (рис. 3.6, а)

$$(z_1 z_2) \cdot \sin(\pi / n_w) - z_2 > 2$$

- б) тип «В» (рис. 3.8, б)

для зовнішнього зачеплення:

$$(z_1 z_2) \sin(\pi / n_w) - z_2 > 2 \quad (3.5)$$

для внутрішнього зачеплення:

$$(z_3 z_4) \sin(\pi / n_w) - z_4 > 2 \quad (3.5 \text{ а})$$

1.4. Числа зубів:

- а) тип «А» (рис. 3.6, а)

$$z_3 = (u_{1h}^3 - 1) z_1;$$

$$z_2 = (z_3 - z_1) / 2. \quad (3.6)$$

- б) тип «В» (рис. 3.8, б)

$$z_3 = z_1 (u_{1h}^3 - 1) / c;$$

$$z_3 = (z_3 - z_1) / (c + 1); \quad (3.6 \text{ а})$$

$$z_2 = c \cdot z_4 u_{1h}^3 u_{3h}^3$$

1.5. ККД передачі без врахування втрат у підшипниках і на розмішування мастила:

- а) тип «А» (рис. 3.8, а)

$$\eta_{1h}^3 = \eta_{h1}^3 = 1 - p \cdot \psi^h / (p + 1). \quad (3.7)$$

- б) тип «В» (рис. 3.8, б)

$$\eta_{1h}^3 = \eta_{h1}^3 = 1 - u_{13}^h \cdot \psi^h / (u_{13}^h - 1). \quad (3.7 \text{ а})$$

1.6. Співвідношення моментів, що діють на основі ланки передачі:

- а) тип «А» (рис. 3.8, а)

$$T_1 = -T_h / (p+1);$$

$$T_3 = -T_h p / (p+1). \quad (3.8)$$

- б) тип «В» (рис. 3.8, б)

$$T_1 = -T_h \cdot z_1 \cdot z_4 / (z_1 \cdot z_4 + z_2 \cdot z_3);$$

$$T_3 = -T_h \cdot z_2 \cdot z_3 / (z_1 \cdot z_4 + z_2 \cdot z_3). \quad (3.8, \text{ а})$$

**Примітка:* n_w – число сателітів, звичайно дорівнює трьом; z_1, z_3 – числа зубів центральних коліс; z_2, z_4 – числа зубів сателітів; m_{12}, m_{34} – модулі зовнішнього і внутрішнього зачеплень; $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ – умови зберігання виражені цілими числами; $\psi^h = 0,025...0,035$ – коефіцієнт, дорівнює сумі втрат у зачепленнях і підшипниках сателітів.

При кінематичному розрахунку число зубів z_1 задають, беручи його за можливості малим, але так, щоб не було підрізання ($z_1 \geq 17$), і дотримуються умови співвісності, збирання і сусідства.

2. Визначити коефіцієнт корисної дії передачі прийнятої схеми за формулою (3.7) або за формулою (3.7, а)

3. Обчислити розрахунковий момент на колесі.

Для схеми A_{1h}^3 і зовнішнього зачеплення B_{1h}^3

$$T_2 = T_1 \cdot u_{12}^h V_H / n_w, \quad (3.9)$$

де $T_1 = P_1 / \omega_1$ – момент на центральному сонячному колесі 1; $V_H = 1,1...1,3$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження серед сателітів.

Для внутрішнього зачеплення схеми B_{1h}^3 за розрахунковий беруть момент T_3 на центральному колесі.

Момент на веденому валі редуктора T_h (на водилі h)

$$T_h = T_1 u_{1h}^3 \eta_{1h}^3 \psi_n, \quad (3.10)$$

де $\psi_n = 0,97...0,98$ – коефіцієнт, що враховує втрати в підшипниках ведучих та ведених валів і на розмішування мастила.

Моменти T_1 і T_3 визначають за [2, формула (1.129).] і [2, формула (1.129 а).]

Для контролю правильності обчислень варто використовувати рівняння рівноваги зовнішніх моментів (зневажаючи впливом втрат на тертя), прикладених до механізму:

$$T_h + T_3 + T_1 = 0, \quad (3.11)$$

де T_h – момент зовнішніх сил, прикладених до водила h ; T_3 – момент зовнішніх сил, прикладених до центрального колеса 3.

Співвідношення моментів (без обліку тертя) перевіряють за формулами:

$$T_h = -T_1 u_{1h}^3; T_h = -T_3 u_{3h}^1 \quad (3.12)$$

де $u_{1h}^3 = \omega_3^1 / \omega_h^1 = (\omega_3 - \omega_1) / (\omega_h - \omega_1)$.

4. Вибрати матеріал коліс і визначити напруги, що допускаються [15]. При визначенні $[\sigma]_H$ за [26, формула (4.1)] сумарна кількість циклів зміни напружень N_Σ визначають за формулами:

- для центрального колеса 1: $N_K = 573 \cdot \omega_1^h \cdot L_h \cdot n_w$;
- для сателітів 2: $N_K N = 573 \cdot \omega_2^h \cdot L_h$,

де ω_1^h і ω_2^h – відносні кутові швидкості відповідно центрального колеса і сателіта; L_h – ресурс, годин; n_w – число сателітів.

Оскільки сателіт – менш міцна ланка, розрахунок передачі варто вести за напруженнями $[\sigma]_H$ сателіта, що допускаються.

5. Залежно від кількості сателітів n_w визначають коефіцієнт ψ_{ba} ширини вінця колеса схеми A_{1h}^3 і зовнішнього зачеплення схеми B_{1h}^3 :

$$\psi_{za} = \frac{1,5 + 0,1 \cdot (3 - n_w)}{|u_{12}^n| + 1}, \quad (3.14)$$

Отримане значення заокруглюють до найближчого стандартного з ряду 0,20; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00.

Для внутрішнього зачеплення схеми B_{1h}^3 коефіцієнт ширини ψ_{ba}' беруть рівним коефіцієнту ψ_{ba} або збільшеним у 1,25 раза.

6. Визначити відстані a_{w12} і a_{w34} між осями центральних коліс і сателітів за формулами:

$$a_{w12} \geq K_a \left(|u_{12}^n| + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 K_{H\beta}}{(u_{12}^n)^2 \psi_{ba} [\sigma]_H}}, \quad (3.15)$$

$$a_{w34} \geq K_a \left(|u_{43}^n| + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 T_3 K_{H\beta}}{(u_{43}^n)^2 \psi_{ba} [\sigma]_H}}, \quad (3.16)$$

Значення коефіцієнтів K_a , $K_{H\beta}$ і рекомендації щодо їх вибору такі ж, як і при розрахунку a_w простих зубчастих передач [15].

Рівноміцність зовнішнього і внутрішнього зачеплень схеми B_{1h}^3 забезпечується при $a_{w12} \approx a_{w34}$ підбором відповідних передаточних

відношень u_{12}^h і u_{34}^h зміною коефіцієнтів ширини ψ_{ba} й ψ_{ba}' і вибором матеріалів коліс.

7. Знайти модуль зачеплення:

$$m = 2 \cdot a_{w12} / (z_1 + z_2). \quad (3.17)$$

Значення m заокруглюють до стандартного [16, табл. 8.1], уточнюють міжосьові відстані $a_{w12} = m \cdot (z_1 + z_2) / 2$.

8. За прийнятим значенням $a_{w12} = a_{w34}$ визначають ширину вінців зубчастих коліс $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{w12}$ і $b_4 = \psi_{ba}' \cdot a_{w12}$ (для зручності монтажу ширину b_1 і b_3 центральних коліс призначають на 3...5 мм більше ширини сателітів), обчислюють діаметри коліс із зовнішніми зубами за формулами, наведеними в [25], а коліс із внутрішніми зубами – за формулами:

- ділильний $d_3 = m \cdot z_3$;
- вершин $d_{a3} = d_3 - 2 \cdot m + 15,2 \cdot m / z_3$;
- впадин $d_{f3} = d_3 + 2,5 \cdot m$.

Виконують перевірний розрахунок зовнішнього зачеплення планетарної передачі на контактну витривалість при згині:

$$\sigma_{H2} = \frac{z_\sigma}{a_{w12}} \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 K_H (|u_{12}^h| + 1)^3}{b_2 \cdot (u_{12}^h)^2}} \leq [\sigma]_{H2}, \quad (3.19)$$

де значення коефіцієнта $z_\sigma = 310$ – для прямозубих передач і $z_\sigma = 270$ – для косозубих і шевронних передач

$$\sigma_{F2} = \frac{10^3 T_2 K_{F2} Y_{F2} (|u_{12}^h| + 1)}{b_2 m \cdot a_{aw12} \cdot (u_{12}^h)} \leq [\sigma]_{F2} \quad (3.20)$$

Позначення й одиниці величин, що входять у ці формули, такі ж, що й у [2, формули (4.30) і (4.31)].

Знаходять сили, які діють в зачепленні планетарних зубчастих передач. Для визначення сил в зачепленні та в опорах простих планетарних передач розглядають по чергово рівновагу кожної ланки під дією зовнішніх навантажень. Тертя при цьому не враховується. Нормальну силу в зачепленні виражають через її складові: F_t – колову і F_r – радіальну сили. Виконані розрахунки зводять у таблицю.

3.8.1. Приклад 9. Розрахунок параметрів зубчастої передачі планетарного редуктора

Розрахунок одноступінчастої планетарної передачі 2К-н з одно-вінцевими сателітами типу А

Початкові дані: задані параметри, що взяті з технічного завдання на проєктування привода.

Розрахувати планетарну передачу з моментом на виході $T_2 = T_h = 1150$ Нм. Кутова швидкість вихідного і вхідного валів передачі: $\omega_2 = 1,85 \text{ с}^{-1}$; $\omega_1 = 14,8 \text{ с}^{-1}$; відповідно передаточне відношення $u = 8$. Тривалість безвідмовної роботи $L_h = 15 \cdot 10^3$ год. Режим навантаження – важкий (В). Можливі перенавантаження до 180 % від номінального. Матеріал зубчастих коліс – сталь 40Х загартована по поверхні до твердості HRC 40, термообробка типу «поліпшення».

Розрахунок. Знайти геометричні параметри передачі із умови міцності за контактними напруженнями і напруженнями згину.

1. Виконати кінематичний розрахунок планетарної передачі і призначити число зубів коліс.

Для передаточного відношення передачі $u = 8$ за [13, табл. 2.1] беруть варіант передачі A^h_{13} з трьома одновінцевими сателітами (рис. 3.8, а).

З умови відсутності підрізання взяти число зубів центрального сонячного колеса $z_1 = 18$. За формулою (3.6) визначити кількість зубів центрального колеса з внутрішнім зачепленням:

$$z_3 = (u^3_{1h} - 1) \cdot z_1 = 18 \cdot (8 - 1) = 126;$$

і визначити числа зубів вінців сателіта:

$$z_2 = (z_3 - z_1) / 2 = (126 - 18) / 2 = 54.$$

Перевірити правильність підбору числа зубів:

за умовою співвісності (3.3):

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 = 18 + 54 = 126 - 54; 72 = 72;$$

за умовою збирання (3.4):

$$(z_1 + z_3) / n_w = (18 + 126) / 3 = 48;$$

за умовою сусідства (3.5) – для зовнішнього зачеплення

$$(z_1 + z_2) \cdot \sin(\pi / n_w) - z_2 > 2,$$

$$(18 + 54) \cdot \sin(\pi / 3) - 54 = 8,4 > 2.$$

Усі умови виконуються. Отже, числа зубів коліс визначені правильно.

Уточнити передаточне число редуктора за формулою (3.1):

$$u^3_{1h} = 1 + (z_3 / z_1) = 1 + (126 / 18) = 8.$$

Визначити кутові швидкості ланок редуктора за формулами (3.2):

кутова швидкість центрального сонячного колеса:

$$\omega_1 = 14,8 \text{ с}^{-1};$$

кутова швидкість водила (веденого вала редуктора):

$$\omega_h = \omega_1 / u_{1h}^3 = 14,8/8 = 1,85 \text{ c}^{-1};$$

кутова швидкість сателіта:

$$\omega_2 = \omega_h - z_1 \cdot (\omega_1 - \omega_h) / z_2 = 1,85 - 18 \cdot (14,8 - 1,85) / 54 = -2,47 \text{ c}^{-1},$$

знак «мінус» показує, що напрямки обертання водила і сателіта навколо своїх осей протилежні.

2. Визначити коефіцієнт корисної дії планетарної передачі за формулою (3.7), при $\omega_h = 0$ і коефіцієнті утрат ψ^h рівному 0,03:

$$\eta_{1h}^3 = \eta_{h1}^3 = 1 - p \cdot \psi^h / (p + 1) = 1 - 7 \cdot 0,03 / (7 + 1) = 0,97,$$

де $p = z_3 / z_1 = 126 / 18 = 7$.

3. Визначити розрахунковий момент на колесі за формулою (3.9), попередньо розрахувавши моменти, що діють на основі ланки планетарної передачі за формулами (3.8), зневажаючи впливом утрат на тертя:

момент на шестірні з числом зубів z_1 зовнішнього зачеплення:

$$T_1 = -T_h / (p + 1) = -1150 / (7 + 1) = -143,75 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

момент на колесі з числом зубів z_3 внутрішнього зачеплення:

$$T_3 = -T_h p / (p + 1) = -1150 \cdot 7 / (7 + 1) = -1006,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Перевірити правильність обчислення моментів за рівняннями (3.11) і (3.12):

$$T_h + T_3 + T_1 = 1150 - 1006,25 - 143,75 = 0;$$

$$T_h = -T_1 \cdot u_{1h}^3 = 143,75 \cdot 8 = 1150, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_h = -T_3 \cdot u_{3h}^3 = 1006,25 \cdot 1,14 = 1149,94, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

де $u_{1h}^3 = (\omega_3 - \omega_1) / (\omega_h - \omega_1) = (0 - 14,8) / (1,85 - 14,8) = 1,1428$;

Момент на ведучому валу редуктора визначають з урахуванням втрат на тертя з формули (3.10), беручи коефіцієнт $\psi_n = 0,98$:

$$T_1 = T_h / (u_{1h}^3 \eta_{1h}^3 \psi_n) = 1150 / (8 \cdot 0,974 \cdot 0,98) = 150,6, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Розрахунковий момент на колесі (на зубчастому вінці з числом зубів z_2 найбільш навантаженого сателіта) за формулою (3.9):

$$T_2 = T_1 u_{12}^h V_H / n_w = 150,6 \cdot 3 \cdot 1,2 / 3 = 180,72, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $u_{12}^h = z_2 / z_1 = 54 / 18 = 3$, $V_H = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження серед сателітів.

4. Вибрати матеріал коліс і визначити напруження, що допускаються.

За [16, табл. 8.8] вибрати сталь 40Х з термообробкою – поліпшення до твердості HRC 40 з границею міцності $\sigma_B = 950$ МПа і границею текучості $\sigma_T = 700$ МПа.

За [16, табл. 8.9] границі контактної і згинної витривалості:

$$\sigma_{Ho1} = \sigma_{Ho2} = \sigma_{Ho} = 18 \cdot \text{HRC} + 150 = 18 \cdot 40 + 150 = 870, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fo} = 550 \text{ МПа}.$$

Відносна кутова швидкість сонячного центрального колеса (шестерні з числом зубів z_1):

$$\omega_1^h = \omega_1 - \omega_h = 14,8 - 1,85 = 12,95 \text{ c}^{-1}.$$

Відносна кутова швидкість сателіта:

$$\omega_2^h = \omega_2 - \omega_h = -2,47 - 1,85 = -4,32 \text{ c}^{-1}.$$

Сумарне число циклів навантаження згідно формули (3.13) для сонячного колеса:

$$N_K = 573 \cdot \omega_1^h \cdot L_h \cdot n_w = 573 \cdot 12,95 \cdot 15 \cdot 10^3 \cdot 3 = 334 \cdot 10^6 > N_{Ho} = 100 \cdot 10^6;$$

для сателітів:

$$N_{KN} = 573 \omega_2^h L_h = 573 \cdot 4,32 \cdot 15 \cdot 10^3 = 37,13 \cdot 10^6 < N_{Ho} = 100 \cdot 10^6,$$

де $L_h = 15 \cdot 10^3$ год. – ресурс передачі; $N_{Ho} = 100 \cdot 10^6$ – число циклів напружень, що відповідає границі витривалості, визначене інтерполяцією [2, с. 130].

Визначити коефіцієнт довговічності [2, формула (4.2)]:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{Ho} / N_K} = \sqrt[6]{100 \cdot 10^6 / 37,13 \cdot 10^6} = 1,18.$$

Знайти контактне напруження, що допускається, за [2, формула (4.1)], беручи $S_H = 1.2$ для зубчастих коліс з поверхневим зміцненням зубів:

$$[\sigma]_H = (\sigma_{Ho} / S_H) K_{HL} = (870 / 1,2) \cdot 1,18 = 855,5, \text{ МПа.}$$

Допустиме максимальне контактне напруження для зубів:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 700 = 1960, \text{ МПа.}$$

Обчислити напруження згину, що допускається, при розрахунку на контактну міцність зубів за [2, формула (4.7)], беручи $S_{F \min} = 1.75$ для зубчастих коліс, виготовлених із поковок і штамповок, $Y_\alpha = 0.8$ при двосторонньому прикладенні навантаження і $Y_N = 1$ при $N_{Fo} = N_{Ho} > 4 \cdot 10^6$ для всіх деталей:

$$[\sigma]_F = (\sigma_{Fo} / S_{F \min}) Y_\alpha K_{FL} = (550 / 1,75) \cdot 0,8 \cdot 1 = 251, \text{ МПа.}$$

Допустиме максимальне напруження згину для зубів:

$$[\sigma]_{F \max} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 700 = 560, \text{ МПа.}$$

Визначити геометричні розміри передачі

5. Обчислити коефіцієнт ширини вінця колеса за формулою (3.14):

$$\psi_{ba} = \psi_{ba} = \frac{1,5 + 0,1 \cdot (3 - n_w)}{|u_{12}^h| + 1} = \frac{1,5 + 0,1 \cdot (3 - 3)}{3 + 1} = 0,375.$$

6. Беручи попередньо коефіцієнт $K_{H\beta} = 1,45$, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця зубчастого колеса, за [2, табл. 4.3] для схеми [2, рис. 4.2] при $b/d_1 = \psi_{ba} \cdot (|u_{12}^h| + 1)/2 = 0,375 \cdot (3 + 1)/2 = 0,75$ і коефіцієнт $K_\alpha = 49,5$ для прямозубої передачі визначити відстані $a_{\omega 12}$ між осями центральних коліс і сателітів за формулами (3.115):

$$a_{w12} \geq K_a \left(|u_{12}^h| + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 K_{H\beta}}{(u_{12}^h)^2 \psi_{ba} [\sigma]_H}} =$$

$$49,5 \cdot (3+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 180,72 \cdot 1,45}{3^2 \cdot 0,375 \cdot 855,5^2}} = 93,7, \text{ мм.}$$

7. Визначити модуль зачеплення за формулою (3.17):

$$m = 2a_{w12} / (z_1 + z_2) = 2 \cdot 93,7 / (18 + 54) = 2,602 \text{ мм.}$$

Прийняти $m = 2,5$ мм за [16, табл. 8.9].

Уточнити міжосьову відстань:

$$a_{w12} = m \cdot (z_1 + z_2) / 2 = 2,5(18+54)/2 = 90 \text{ мм.}$$

8. Визначити ширину зубчастих вінців сателіта:

$$b_2 = \psi_{ba} a_{w12} = \psi_{ba}' a_{w34} = 0,375 \cdot 90 = 33,75 \text{ мм.}$$

Округлити отримане значення до стандартного за [15, табл. 24.1] і приймаємо $b_2 = 34$ мм.

Ширину вінця центральних коліс беруть на 3...5 мм більше ширини вінця сателітів:

$$b_1 = b_3 = b_2 + 3...5 \text{ мм} = 34 + 3...5 \text{ мм} = 37...39 \text{ мм.}$$

Згідно з [15, табл. 24.1] взяти $b_1 = b_3 = 38$ мм.

Обчислити діаметри прямокутних коліс із зовнішніми зубами за [2, формули (4.26) і (4.27)]:

- ділильні діаметри:

$$d_1 = mz_1 = 2,5 \cdot 18 = 45 \text{ мм;}$$

$$d_2 = mz_2 = 2,5 \cdot 54 = 135 \text{ мм;}$$

- діаметри кіл вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 45 + 2 \cdot 2,5 = 50 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 135 + 2 \cdot 2,5 = 140 \text{ мм;}$$

- діаметри кіл западин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 45 - 2,5 \cdot 2,5 = 38,75, \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 135 - 2,5 \cdot 2,5 = 128,75, \text{ мм.}$$

Визначити діаметр колеса з внутрішніми зубами формулами (3.18):

$$d_3 = mz_3 = 2,5 \cdot 126 = 315 \text{ мм;}$$

$$d_{a3} = d_3 - 2m + 15,2m/z_3 = 315 - 2 \cdot 2,5 + 15,2 \cdot 2,5/126 = 310,3, \text{ мм;}$$

$$d_{f3} = d_3 + 2,5m = 315 + 2,5 \cdot 2,5 = 321,25, \text{ мм.}$$

Уточнити міжосьову відстань:

$$a_{w12} = (d_1 + d_2)/2 = (45 + 135)/2 = 90 \text{ мм.}$$

9. Визначити нормальні сили в зачепленнях за [2, формула (4.86)]:

$$F_{n1} = F_{n2} = 2T_1 / (d_1 \cdot \cos \alpha) = 2 \cdot 143,75 \cdot 10^3 / (45 \cdot \cos 20^\circ) = 6799 \text{ Н.}$$

Перевірний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів коліс при згині

10. Виконати перевірений розрахунок зовнішнього зачеплення планетарної передачі на опір контактної і згінної витривалості за формулами (3.19) і (3.20), попередньо визначивши:

колову швидкість центрального сонячного колеса за [2, формула (4.28)]:

$$v = \omega_1 d_1 / (2 \cdot 1000) = 14,8 \cdot 45 / (2 \cdot 1000) = 0,333 \text{ м/с,}$$

за [16, табл. 8.2] можна прийняти 9-й ступінь точності, але для зменшення шуму під час роботи редуктора приймаємо 8-й ступінь точності, коефіцієнт навантаження K_H при розрахунку на контактну міцність [16, § 8.5]:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1,0 \cdot 1,42 \cdot 1,03 = 1,46,$$

де $K_{H\alpha} = 1$ для прямозубої передачі; $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 = 1,42$ з [2, табл. 4.3] для схеми 4 за рис. 4.2 при $b_2/d_1 = 34/45 = 0,76$; $K_{Hv} = 1,03$ для v до 1 м/с з [2, табл. 4.6];

розрахункове контактне напруження визначається за формулою (3.19):

$$\sigma_{H_2} = \frac{z_\sigma}{a_{w12}} \sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 K_H (|u_{12}^h| + 1)^3}{b_2 (u_{12}^h)^2}} =$$
$$\frac{310}{90} \cdot \sqrt[3]{\frac{180,72 \cdot 1,46 \cdot (3+1)^3}{34 \cdot 3^2}} = 809 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 855,5 \text{ МПа;}$$

недовантаження складає:

$$\Delta\sigma_H = [(855,5 - 809)/855,5] \cdot 100 \% = 5,4 \% < 15 \% ,$$

що припустимо.

Оскільки короточасне навантаження більше номінального в 2 рази, то за [16, формула (8.72)]:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt[3]{\frac{T_{\max}}{T_1}} = 809 \sqrt[3]{1,8} \text{ МПа} = 1085 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max} \\ = 1960 \text{ МПа};$$

Це означає, що при короткочасному перевантаженні зуби за контактною витривалістю досить міцні.

Коефіцієнт навантаження при розрахунку на витривалість при згині $K_F = K_{Fa} K_F K_{Fv} = 1,0 \cdot 1,31 \cdot 1,03 = 1,36$, де $K_{Fa} = 1,0$ для прямозубої передачі; $K_{F\beta} = K_{F\beta}^0 = 1,3$. Знайти інтерполяцію з [2, табл. 4.4] для схеми 4 за рис. 4.2; $K_{Fv} = 1,03$ з [2, табл. 4.7].

Коефіцієнти форми зуба: за табл. 4.20 для колеса-сателіта $Y_{F2} = 3,61$, для шестірні $Y_{F1} = 4,22$ з [2, табл. 4.12].

Розрахункове напруження при згині зубів колеса, МПа

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 10^2 K_F Y_{F2} (|u_{12}^h| + 1)}{b_2 m a_{w12} |u_{12}^h|} = \frac{180,72 \cdot 10^3 \cdot 1,36 \cdot 3,61 \cdot (3+1)}{34 \cdot 2,5 \cdot 90 \cdot 3} = \\ = 155 < [\sigma]_{F2} = 251$$

$$\sigma_{F2} = 251 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 255 \text{ МПа}$$

При згині зубів шестірні [2, формула (4.34)]:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} = 155 \cdot 4,22 / 3,61 = 181 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 251 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_1} = 215 \cdot 1,8 = 387 \text{ МПа} < [\sigma]_{F \max} = 560 \text{ МПа}.$$

Список літератури

1. Курмаз Л. В. Основи конструювання деталей машин: [навч. посібник]/Л.В. Курмаз. – Харків: Видавництво «Підручник НТУ ХПШ», 2010. – 532 с.
2. Чернилевский Д.М. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: [учебное пособие для студентов вузов]/ Д.М. Чернилевский; [2-е изд., исправл.] – М.: Машиностроение, 2002. – 560 с.
3. Малащенко В.О. Деталі машин. Курсове проектування: [навчальний посібник] / В.О. Малащенко, В.В. Янків. – [3-тє видання, стереотипне]. – Львів: “Новий світ – 2000”, 2006. – 252 с.
4. Детали машин: Атлас конструкций / под ред. Д.Н. Решетова. – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1979. – 367 с.
5. Цехнович Л.И. Атлас конструкций редукторов / Л.И. Цехневич, И.П. Петриченко. – Киев: Вища шк., 1990. – 151 с.
6. Деталі машин. Методичні вказівки для самостійної роботи: Розділ “Механічні передачі” для студентів інженерно-технічних спец. вузів / Стаценко В.Є. – Житомир: ЖДТУ, 2008. – 82 с.
7. Железна А.О. Дипломні (курсові) проекти. Вимоги до оформлення документації: [навчальний посібник] / А.О. Железна. – Житомир: ЖІТІ, 2002. – 244 с.
8. Бухарин Н.А. и др. Автомобили / Н.А. Бухарин. – [изд. 2-е перераб и доп.] – Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
9. Приводы машин: справочник / Под ред. В.В. Длоутого. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – Л.: Машиностроение, 1982. – 383 с.
10. Курсовое проектирование деталей машин / Под ред. Н.В. Кудрявцева: [учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов]. – Л.: Машиностроение, 1983. – 400 с.
11. Расчет и проектирование деталей машин / Под ред. Г.Б. Столбина, К.П. Жукова. - М.: Высш. шк., 1978. – 247 с.
12. Заблонский К.И. Детали машин / К.И. Заблонский. – Киев: Вища шк., 1985. – 518 с.
13. Стаценко В.Є. Курсове проектування механізмів і деталей автомобілів: [навч. посібник для техн. спец. вузів] / В.Є. Стаценко, С.С. Чайковський. – Житомир: ЖІТІ, 2008. – 247 с.
14. Заблонский К.И. Основы проектирования машин / К.И. Заблонский. – Киев: Вища шк., 1981. – 312 с.

15. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев. - [4 - е изд., перераб. и доп.]. - М.: Высш. шк., 1984. - 416 с.
16. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. - [5 - е изд., перераб. и доп.] - М.: Высш. шк., 1991. - 383 с.
17. Чернавский С.А. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский. - [5 - е изд., перераб. и доп.] - М.: Машиностроение, 1984. - 560 с.
18. Иосилевич Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич. - М.: Машиностроение, 1988. - 368 с.
19. Стаценко В.Є. Деталі машин. Проектування елементів механічного приводу: [навчальний посібник] / В.Є. Стаценко, В.Г. Сніцар, С.С. Чайковський. - Житомир: ЖДТУ, 2008. - 478 с.
20. Стаценко В.Є. Курсове проектування та розрахунок передач гнучким зв'язком (з використанням елементів САПР): [навч. посібник для техн. спец. вузів] / В.Є. Стаценко. - Житомир: ЖІТІ, 2002. - 224 с.
21. Устиненко В.Л. Основы проектирования деталей машин / В.Л. Устиненко, Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. - Харьков: вища шк., Харьк. ун-т, 1983. - 184 с.
22. Гузенков П.Г. Детали машин: [учеб. пособие для студентов вузов] / П.Г. Гузенков; [3-е изд. перераб. и доп.]. - М.: Высш. шк., 1982. - 351 с.
23. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: [учеб. пособие для техникумов] / А.Е. Шейнблит. - М.: Высш. шк., 1991. - 432 с.
24. Дунаев П.Ф., Лелинов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: [учебное пособие для машиностроит. спец. техникумов] / П.Ф. Дунаев, О.П. Лелинов. - М.: Высш. шк., 1984. - 336 с.
25. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин.: Підручник. - К.: Вища шк.; 1993. - 556 с.
- 26/ ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. - Введен. 01.01.89.
27. Писманик К. М. Гипоидные передачи. - М.: Машиностроение, 1954 -225 с.
28. Лукин П. П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. - М.: Машиностроение, 1984. -376 с.