

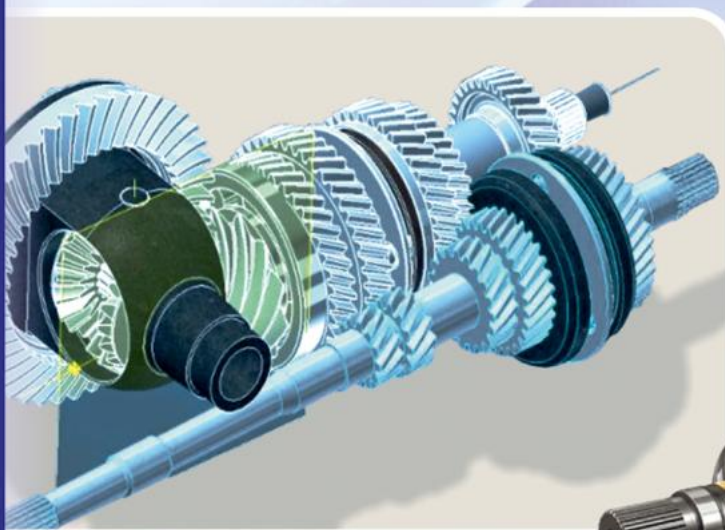


С.М. ШУКЛІНОВ, М.Г. МИХАЛЕВИЧ, Д.М. ЛЕОНТЬЄВ, А.В. УЖВА

АВТОМОБІЛЬ. АГРЕГАТИ ТРАНСМІСІЇ

Курсове проєктування

АВТОМОБІЛЬ. АГРЕГАТИ ТРАНСМІСІЇ



Міністерство освіти і науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

**С.М. ШУКЛИНОВ, М.Г. МИХАЛЕВИЧ,
Д.М. ЛЕОНТЬЄВ, А.В. УЖВА**

АВТОМОБІЛЬ. АГРЕГАТИ ТРАНСМІСІЇ
Курсове проєктування

Навчальний посібник

Харків
ХНАДУ
2026

УДК 629.33-585:378.147(075.8)

Ш95

*Рекомендовано вченою радою (дозвіл № 87/26/6.22 від 10 червня 2026 року)
як навчальний посібник для студентів закладів вищої освіти*

Рецензенти:

В.П. Сахно – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів,
Національний транспортний університет;

В.А. Макаров – доктор технічних наук, професор, професор кафедри
автомобілів та транспортного менеджменту,
Вінницький національний технічний університет.

О.Ю. Ребров – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри
Автомобіле- і тракторобудування, Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”

В.П. Волков – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри
інжинірингу систем автомобільного транспорту,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет;

Автори:

С.М. Шуклінов, проф., д.т.н., М.Г. Михалевич, проф., д.т.н.,
Д.М. Леонтьєв, проф., д.т.н., А.В. Ужва, к.т.н, доц.. ХНАДУ.

Шуклінов С.М.

Ш95 Автомобіль. Агрегати трансмісії. Курсове проєктування: навч. посіб. /
С.М. Шуклінов, М.Г. Михалевич, Д.М. Леонтьєв, А.В. Ужва. – Харків :
ФОП Бровін О.В., 2026. – 288 с.
ISBN 978-617-8587-65-9

У навчальному посібнику наводяться методики розрахунків агрегатів трансмісії, вказівки до вибору матеріалів, термообробки та вимог до механічної обробки деталей і складання агрегатів. Крім цього у посібнику розглянуті основи проєктування агрегатів трансмісії, питання, пов'язані з ескізним компонуванням та використанням комп'ютерних технологій для створення 3-D моделей деталей та агрегатів трансмісії у складі.

Призначено для здобувачів технічних закладів вищої освіти України, що здійснюють підготовку за спеціальністю G11.05 «Машинобудування. Транспортні засоби» за освітньою програмою «Автомобілебудування», та за спеціальністю J8 «Автомобільний транспорт» за освітньою програмою «Автомобільний транспорт», а також буде корисним фахівцям, що працюють у галузі конструювання, випробування та експлуатації автомобілів.

Іл. 141. Табл. 60. Бібліогр. 17 назви.

ISBN 978-617-8587-65-9

УДК 629.33-585:378.147(075.8)
© С.М. Шуклінов, М.Г. Михалевич,
Д.М. Леонтьєв, А.В. Ужва 2026
© ХНАДУ, 2026

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1 Механічні трансмісії автомобілів	9
1.1 Огляд структурних схем трансмісій.....	9
1.2 Кінематична принципова схема трансмісії та позначки її компонентів.....	14
2 Методичні рекомендації щодо проєктування зчеплення	22
2.1. Визначення основних параметрів зчеплення	23
2.2 Розрахунок деталей зчеплення	25
2.2.1 Розрахунок циліндричних гвинтових пружин	25
2.2.2. Розрахунок діафрагмової пружини	31
2.2.3 Розрахунок ведучих та ведених деталей зчеплення	35
2.3. Технічні вимоги до деталей зчеплення та матеріали для їх виготовлення.....	42
2.4 Розрахунок показників зносостійкості зчеплення	43
2.5. Визначення параметрів привода.....	45
3 Методичні рекомендації щодо проєктування коробки передач	49
3.1. Вибір схеми коробки передач	49
3.2 Функціональний розрахунок коробки передач.....	52
3.3. Розрахунок зубчатих зачеплень коробки передач на міцність та довговічність	58
3.4 Функціональний розрахунок синхронізаторів.....	64
3.5. Проєктування компоновальної схеми коробки передач	68
3.6. Створення 3-D моделей валів та шестерень коробки передач	71
3.7. Розрахунок валів коробки передач	76
3.8. Технічні вимоги до деталей коробки передач та матеріали для їх виготовлення.....	91
4 Методичні рекомендації щодо проєктування карданної передачі.....	94
4.1 Визначення основних параметрів карданної передачі.....	94
4.2 Розрахунок елементів карданної передачі.....	106
4.2.1. Розрахунок карданного вала	106

4.2.2 Розрахунок хрестовини карданного шарніра	107
4.2.3 Розрахунок вилки карданного шарніра	110
4.2.4 Розрахунок голчастих підшипників карданного шарніра	111
4.2.5 Розрахунок бовтів кріплення карданного вала	114
4.2.6 Розрахунок пружних карданних шарнірів.....	116
4.3 Матеріали карданних передач	118
4.3.1. Матеріали деталей карданних передач	118
4.3.2. Мастильні матеріали в карданній передачі	118
4.4. Технічні вимоги до хрестовин та вилок карданних шарнірів	119

5 Методичні рекомендації щодо проєктування головної

передачі	121
5.1. Вибір схеми головної передачі	121
5.2. Функціональний розрахунок головної передачі	126
5.2.1. Визначення кількості зубців у зачепленні головної передачі.....	126
5.2.2. Розрахунок геометричних параметрів головних передач.....	130
5.2.2.1 Одиарна циліндрична головна передача.....	130
5.2.2.2 Одиарна гіпоїдна головна передача	131
5.2.2.3 Пара конічного зачеплення подвійної передачі.....	136
5.2.2.4 Пара циліндричного зачеплення подвійної головної передачі	138
5.3. Розрахунок зубчастих зачеплень головної передачі на міцність та довговічність.....	139
5.3.1. Циліндричні зубчасті зачеплення.....	139
5.3.2. Конічні та гіпоїдні зубчасті зачеплення	145
5.4. Проєктування компонуальної схеми головної передачі	148
5.5. Моделювання конічного та гіпоїдного зачеплень головної передачі	152
5.5.1. Моделювання зубчастого зачеплення конічної пари	153
5.5.2. Моделювання зубчастого зачеплення одиарної гіпоїдної головної передачі	154
5.5.3. Створення 3-D моделей деталей головної передачі	159
5.6. Технічні вимоги до деталей головної передачі та матеріали для їх виготовлення.....	162

6	Методичні рекомендації щодо проєктування міжколісного диференціала	166
6.1	Вибір схеми диференціала	166
6.2	Проектування і розрахунок симетричного диференціала	168
6.2.1	Визначення розрахункового моменту диференціала	168
6.2.2	Визначення основних параметрів диференціала	168
6.2.3	Розрахунок деталей диференціала на міцність	169
6.2.4	Технічні вимоги до деталей диференціала та матеріали для їх виготовлення	174
7	Методичні рекомендації щодо проєктування привода ведучих коліс.....	176
7.1	Вибір схеми привода ведучих коліс.....	176
7.2	Проектування і розрахунок привода ведучих коліс при залежній підвісці	178
7.2.1	Визначення основних параметрів повністю розвантажених півосей.....	179
7.2.2	Визначення основних параметрів напіврозвантажених півосей.....	181
7.3	Проектування і розрахунок проводу ведучих коліс при незалежній підвісці	186
7.3.1	Визначення основних параметрів шестикулькового жорсткого карданного шарніра рівних кутових швидкостей типу Рцеппа-Бірфільд.....	186
7.3.2	Визначення основних параметрів шестикулькового універсального карданного шарніра рівних кутових швидкостей типа ГКН	194
7.4	Технічні вимоги до деталей привода ведучих коліс та матеріали для їх виготовлення.....	199
8	Методичні рекомендації щодо проєктування шліцьових з'єднань	201
8.1	Види шліцьових з'єднань у трансмісії, основні характеристики та загальні вимоги до них	201
8.2	Перевірочний розрахунок шліцьового з'єднання	208
	Список літератури.....	212

Додаток А. Приклади кінематичних схем трансмісій автомобілів.....	214
Додаток Б. Приклади розрахунків зчеплень трансмісій автомобілів.....	220
Додаток В. Приклади розрахунків коробок передач	230
Додаток Г. Типи фланців вилок карданних шарнірів	234
Додаток Д. Приклади функціональних параметрів головних передач трансмісій автомобілів.....	241
Додаток Е. Приклади розрахунків головних передач	243
Додаток Ж. Приклади розрахунків диференціалів.....	249
Додаток И. Приклади розрахунків приводів ведучих коліс	253
Додаток К. Приклади креслеників	259

ВСТУП

Курсове проектування трансмісії автомобіля відбувається на завершальному етапі підготовки здобувачів за освітньо-професійною програмою «Автомобілебудування» та є логічним продовженням і поглибленням курсової роботи «Проектування автомобіля. Тяговий розрахунок та аналіз тягово-швидкісних властивостей». На цьому етапі навчання здобувачі систематизують та узагальнюють раніше набуті знання, а також переходять від переважно теоретичного матеріалу до більш складних інженерних задач. При виконанні курсового проєкту закріплюються теоретичні знання, отримані під час вивчення фахових дисциплін, розвивається здатність до їх комплексного застосування, а також формується вміння самостійно приймати технічні рішення. Окрім цього, суттєво вдосконалюються практичні навички роботи з комп'ютером, сучасним програмним забезпеченням, довідковою та нормативною літературою, стандартами та технічною документацією.

Відповідно до освітньо-професійної програми «Автомобілебудування», об'єктом курсового проектування виступають основні агрегати трансмісії автомобіля, а саме: зчеплення, коробка передач, карданна передача, головна передача, диференціал та приводи ведучих коліс. У процесі роботи над проєктом здобувачі детально аналізують конструкцію цих вузлів, виконують їх розрахунок, обґрунтовують вибір конструктивних рішень та визначають основні параметри, що забезпечують надійну та ефективну роботу трансмісії в різних умовах їх експлуатації.

У навчальному посібнику наведено як проєктувальні, так і повірочні розрахунки агрегатів механічної трансмісії, що дозволяє не лише розробити конструкцію, але й оцінити її працездатність та довговічність. Значну увагу приділено рекомендаціям щодо вибору матеріалів, методів термічної обробки, а також вимогам до механічної обробки деталей і складання агрегатів. Крім цього, у посібнику розглянуто теоретичні основи проектування агрегатів механічної трансмісії, питання ескізного компонування, а також особливості застосування сучасних комп'ютерних технологій для створення тривимірних моделей (3D-моделей) деталей і вузлів трансмісії у складі виробу. Такий підхід сприяє формуванню у здобувача сучасного інженерного мислення та навичок роботи з CAD-системами.

У додатках до посібника наведено широкий довідковий матеріал, який може бути використаний під час курсового проектування. Окрім

цього, подано зразки креслеників типових деталей агрегатів трансмісії автомобілів, що значно полегшує процес оформлення проектної документації та дозволяє орієнтуватися на сучасні вимоги до інженерної графіки. Даний навчальний посібник є результатом узагальнення багаторічного досвіду викладання кафедрою автомобілів ім. А.Б. Гредескула ХНАДУ (ХАДІ) методик проєктування агрегатів механічних трансмісій автомобілів і відображає накопичені напрацювання у цій галузі.

Автори висловлюють щирю вдячність рецензентам: д-ру техн. наук, проф. Волкову В.П., д-ру техн. наук, проф. Реброву О.Ю., д-ру техн. наук, проф. Сахно В.П. та д-ру техн. наук, проф. Макарову В.А. за цінні зауваження, рекомендації та конструктивну критику, які були враховані під час підготовки рукопису навчального посібника до друку та сприяли підвищенню його якості.

Велику підтримку та всебічну допомогу під час підготовки цієї роботи до видання авторам надали завідувач кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, д-р техн. наук, проф. Клименко В.І., а також професор кафедри мостів, конструкцій та будівельної механіки ім. В.О. Російського, д-р техн. наук, проф. Черніков О.В. Авторам приємно висловити їм щирю подяку за сприяння, консультації та підтримку на всіх етапах підготовки видання.

Ми усвідомлюємо, що дане видання, як і будь-яка інша науково-методична праця, може містити певні недоліки або дискусійні положення, тому будемо щиро вдячні всім читачам, викладачам і фахівцям, які надішлють свої зауваження, пропозиції та побажання щодо покращення змісту посібника. Наша адреса: 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25, ХНАДУ, кафедра автомобілів ім. А.Б. Гредескула.

1 МЕХАНІЧНІ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛІВ

1.1 Структура та аналіз механічних трансмісій автомобілів

Як правило на автомобілях загального призначення найчастіше застосовують механічні трансмісії зі ступінчастим регулюванням крутного моменту. Основними перевагами механічної трансмісії є простота конструкції та низька вартість, високий коефіцієнт корисної дії та надійність.

До агрегатів механічної трансмісії з ступінчастим регулюванням крутного моменту відносяться: зчеплення, коробка передач, карданна передача, головна передача, диференціал і привод ведучих коліс (піввісь). Конструкція та розміщення агрегатів у механічній трансмісії залежить від призначення автомобіля, його колісної формули та загального компонування.

Трансмісія з задніми ведучими колесами (рис. 1.1) застосовується на всіх типах автомобілів. При класичному компонуванні легкових автомобілів, малої і середньої вантажності вантажних автомобілів найбільш поширена структура трансмісії, яку наведено на рисунку 1.1а. В структурі таких трансмісії зазвичай використовують:

- одне дискове зчеплення з діафрагмовою центральною пружиною, іноді одне дискове зчеплення з периферійними пружинами для вантажних автомобілів;
- чотири- або п'ятиступеневі співвісні коробки передач, виконані за тривальною схемою;
- карданну передачу з двома або трьома шарнірами нерівних кутових швидкостей. Якщо передача має три шарніри, то застосовується додаткова опора;
- гіпоїдна головна передача, що конструктивно об'єднана з диференціалом, зазвичай встановлюється в балці ведучого мосту і є не підресореною;
- привод ведучих коліс (півосі) та ведучі колеса входять до складу ведучого мосту.

На вантажних автомобілях середньої і великої вантажності можуть застосовувати дводискові зчеплення, подвійні головні передачі (центральні єдиноагрегатні - рис. 1.1б, або рознесені рис. 1.1г). На автобусах великої місткості зазвичай двигун та

трансмісію розташовують у задньому звисі. Для покращення компоновальних властивостей автобуса двигун та трансмісію доцільно змістити до лівого боку (рис. 1.1в). А застосування колісних редукторів з зовнішнім циліндричним зачепленням дає змогу зменшити висоту підлоги салону в середній частині над балкою моста.

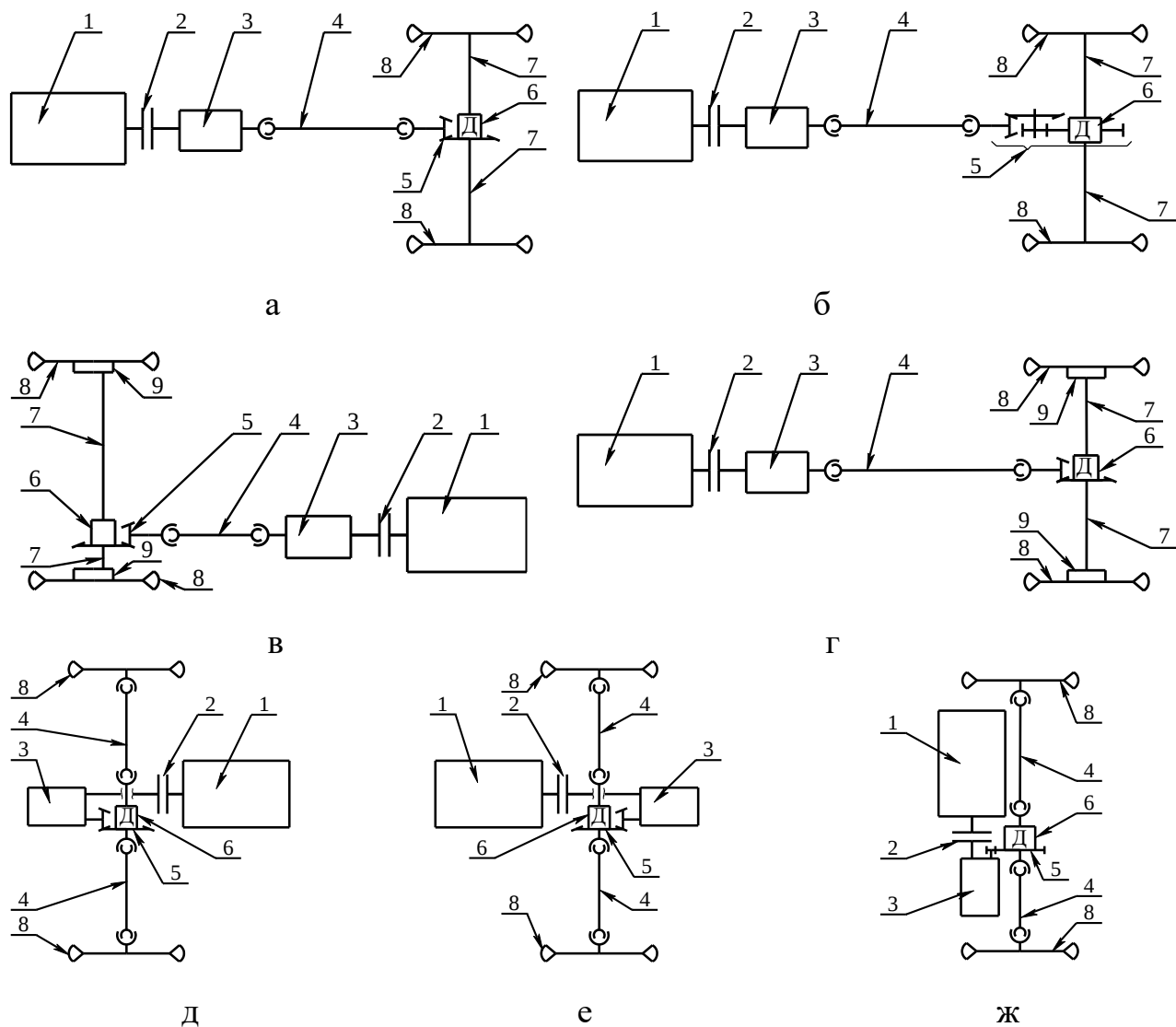


Рис.1.1. Структурні схеми трансмісій автомобіля с двома ведучими колесами: 1 – двигун; 2 – зчеплення; 3 – коробка передач; 4 – карданна передача; 5 – головна передача, 6 – диференціал; 7 – привод ведучих коліс (піввісь); 8 – ведучи колеса; 9 – колісні редуктори

Трансмісія легкового автомобіля з заднім розташуванням двигуна і приводом на задні колеса (рис. 1.1д) сприяє покращенню його тягових характеристик. Але заднє розташування двигуна значно

погіршує споживче-експлуатаційні якості таких автомобілів, тому така схема має обмежене застосування.

Трансмисії з приводом на передні ведучі колеса отримали широке застосування на легкових автомобілях, мікроавтобусах і вантажних автомобілях малої вантажності. Схема і конструкція трансмісії найбільшої мірою визначається розташуванням двигуна відносно повздовжньої осі автомобіля. Можливо повздовжнє і поперечне розташування двигуна.

При повздовжньому розташуванні двигуна (рис. 1.1е) зазвичай головна передача з диференціалом розташовуються між двигуном і коробкою передач. При цьому зчеплення агрегатується з двигуном, а коробка передач зазвичай виконується за двовальною (не співвісною) схемою, що обумовлюється простотою і меншою коштовністю. Тривальну коробку передач у такої трансмісії доцільно застосовувати тільки, якщо автомобіль має повнопривідну модифікацію. Головна передача є підресореною тому привод ведучих керованих коліс має шарніри рівних кутових швидкостей.

При поперечному розташуванні двигуна (рис. 1.1ж) зазвичай застосовується двовальна коробка передач, яка має співвісне розташування її первинного вала з колінчастим валом двигуна. Трансмисія має циліндричну головну передачу, на ведучому валу якої розташовано ведучу шестерню головної передачі та ведені зубчасті колеса коробки передач. Ведучі керовані колеса мають незалежну підвіску, тому у приводі застосовують шарніри рівних кутових швидкостей. Така схема трансмісії дає великий простір в компонованні салону автомобіля, але прохідність автомобіля з переднім приводом обмежується в наслідок розвантаження ведучих коліс при прискоренні та подоланні ухилу.

З метою підвищення прохідності двохосного автомобіля доречно застосовувати трансмісію с приводом на чотири колеса. Для створення привода на передні і задні колеса двохосного автомобіля в трансмісію найчастіше додається роздавальна коробка передач (рис. 1.2а). Трансмисія с постійним приводом на чотири колеса забезпечує не тільки підвищення прохідності автомобіля але і стійкості його руху і керованості. Для забезпечення постійного привода на обидві осі автомобіля у роздавальній коробці агрегатується міжосьовий диференціал 11. Іноді, для спрощення конструкції трансмісії її виконують без міжосьового диференціала (так званий блокований

привод). За такою структурою трансмісії колеса однієї з осей мають підключатися до роздавальної коробки тільки для подолання ланки з підвищеним опором руху.

На високошвидкісних легкових автомобілях постійний привод на чотири колеса виконують в більшій мірі ніж для подолання перешкод, а для покращення тягової динаміки при розгоні та стійкості і керованості.

На легкових автомобілях з незалежною підвіскою усіх коліс іноді застосовують трансмісію без роздавальної коробки (рис. 1.2б). Така схема передбачає постійний привод на всі колеса, тому потужність з вторинного вала передається на міжосьовий диференціал 11. При цьому коробка передач виконується за не співвісною двовальною схемою з порожнім вторинним валом. Від диференціала момент передається на передню головну передачу через вал що проходить скрізь порожнину вторинного вала та на задню головну передачу через карданну передачу.

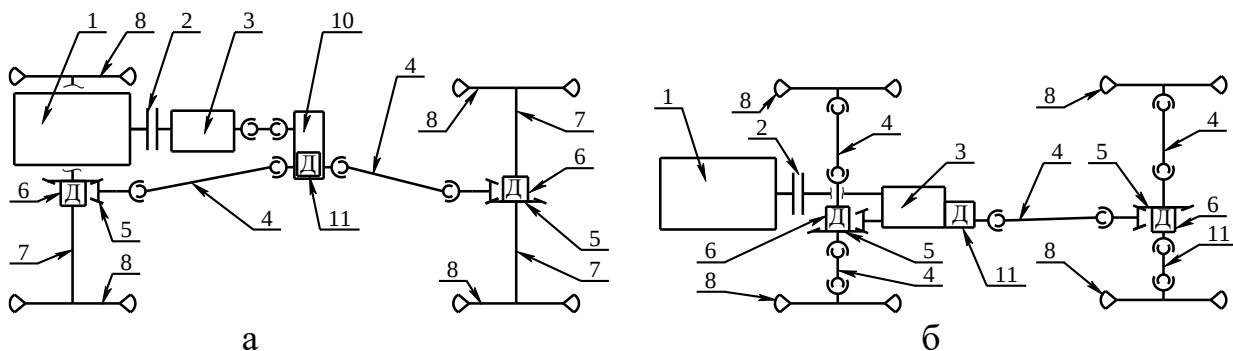


Рис.1.2. Структурні схеми трансмісій двохосних автомобілів з чотирма ведучими колесами: 10 – роздавальна коробка; 11 – міжосьовий диференціал; решта див. рис. 1.1

Трансмісії трьохосних вантажних автомобілів загального призначення зазвичай виконують з приводом на чотири задніх колеса. Схеми можуть бути з роздільним приводом до головних передач середньої та задньої ведучих осей (рис. 1.3а) і спільним приводом до головної передачі середньої осі (рис. 1.3б).

Схема на рисунку 1.3а складніше, що обумовлено наявністю роздавальної коробки і додаткової опори, великою кількістю карданних шарнірів. Але їй властиві і певні переваги:

- при несправності однієї з карданних передач робота другої не порушається;

- обидві карданні передачі мають приблизно однакові навантаження, що сприятиме уніфікації;

- головні передачі і мости обох ведучих осей можуть бути повністю уніфікованими.

Схема на рисунку 1.3, завдяки відсутності роздавальної коробки, простіше, але для передавання потужності до головної передачі задньої осі, конструкція головної передачі середньої осі має прохідну схему, що ускладняє її. При цьому уніфікація головних передач середньої і задньої осей зменшується. Карданна передача привода середньої ведучої осі має напружений режим роботи, тому що передає крутний момент для двох ведучих осей.

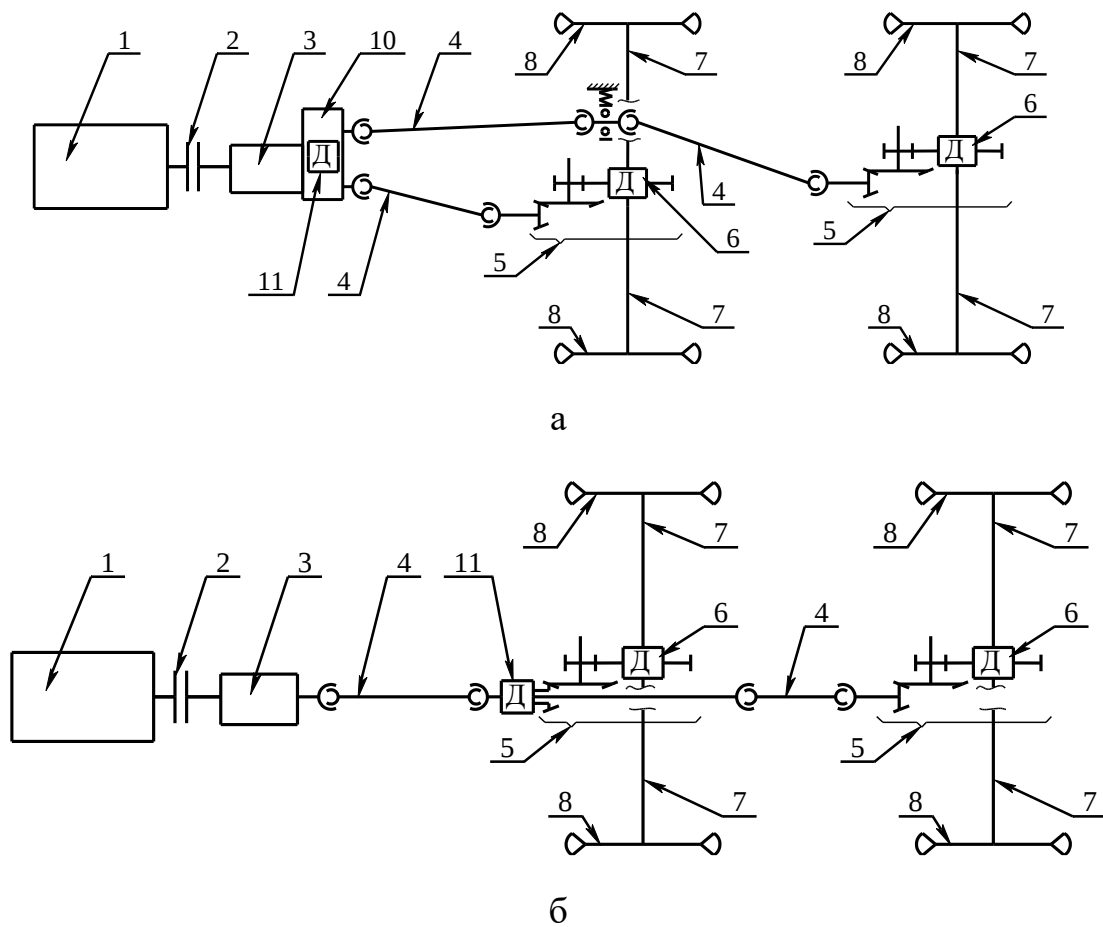


Рис.1.3. Структурна схема трансмісії трьохосного автомобіля с чотирма ведучими колесами
позначення див. рис. 1.1 і 1.2

В обох схемах застосовується міжосьової диференціал для зменшення зносу шин та покращення керованості та стійкості автомобіля. Для покращення прохідності автомобіля міжосьової диференціал має муфту блокування. Слід зазначити, що на трьохосних автомобілях найчастіше застосовуються трансмісії виконані за схемою як на рисунку 1.3б.

1.2 Кінематичні принципові схеми трансмісій автомобілів

Схема – графічний конструкторський документ, на якому показані у вигляді умовних зображень складові частини трансмісії і зв'язки між ними.

Схеми входять в комплект конструкторської документації і містять разом з іншими документами необхідні дані для проєктування, виготовлення, складання, регулювання, експлуатації агрегатів трансмісії.

Схеми призначаються: на етапі проєктування – для виявлення структури майбутньої трансмісії при подальшому конструкторському опрацюванні; на етапі виробництва – для ознайомлення з конструкцією трансмісії, розробки технологічних процесів виготовлення і контролю деталей; на етапі експлуатації – для виявлення несправностей і використання при технічному обслуговуванні.

В загальному випадку схеми залежно від елементів, що входять до складу виробу, відповідно ДСТУ 3321:2003 підрозділяються на такі **види**, що позначають буквами: **електричні – Э, гідравлічні – Г, вакуумні – В, пневматичні – П, кінематичні – К, оптичні – Л, газові – Х, автоматизації – А, комбіновані – С.** Залежно від основного призначення схеми діляться на **типи**, що позначають цифрами: **структурні – 1, функційні – 2, принципові (повні) – 3, з'єднування (монтажні) – 4, приєднування – 5, загальні – 6, розташування – 7, інші – 8, об'єднані – 0.**

Стосовно трансмісій автомобілів найчастіше використовуються функційні та принципові кінематичні схеми, які на конструкторських документах позначають шифрами, відповідно К2 і К3.

Функційна схема – схема, що визначає основні функціональні частини трансмісії та роз'яснює процеси, які протікають в окремих функціональних ланцюгах або у трансмісії в цілому. Функціональні схеми розробляють при проєктуванні трансмісії на стадіях, передуючих розробці принципової схеми, і користуються ними для загального ознайомлення з трансмісією.

На функціональній схемі зображують усі основні функціональні частини трансмісії і основні взаємозв'язки між ними. Функціональні частини (агрегати) зображують у вигляді умовних графічних позначень.

Окремі елементи схеми допускається зображувати у вигляді прямокутників. Позначення функціональних частин схеми виконують літерами або шифрами, останні мають бути розшифровані на полі схеми в таблиці довільної форми.

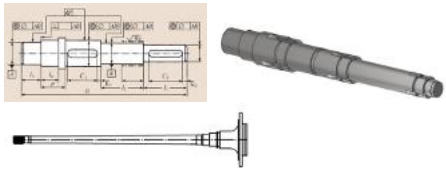
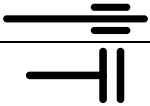
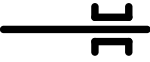
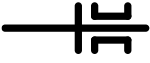
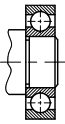
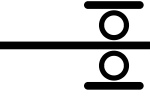
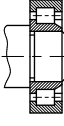
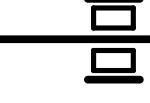
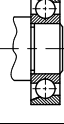
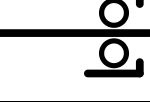
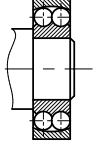
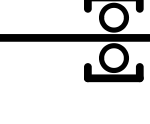
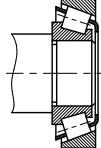
При курсовому проектуванні виконують **принципову кінематичну схему (КЗ)** трансмісії на основі аналізу функційних та принципових схем трансмісії автомобілів аналогів.

Принципова (повна) кінематична схема трансмісії визначає повний склад елементів і зв'язків між ними і дає детальне уявлення про принципи її роботи. Принципові (повні) схеми служать підставою для розробки інших конструкторських документів, наприклад складальних креслеників. Користуються ними для вивчення принципів роботи трансмісії, а також при її наладці, обслуговуванні і ремонті. Приклади кінематичних схем трансмісій автомобілів наведено у додатку А.

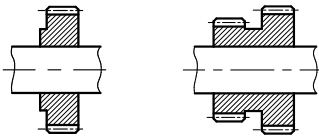
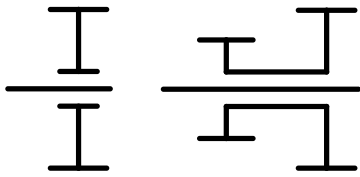
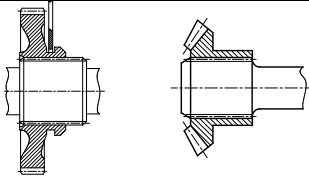
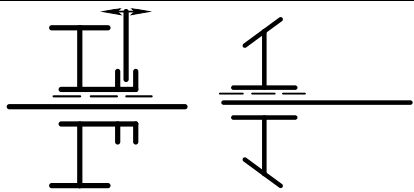
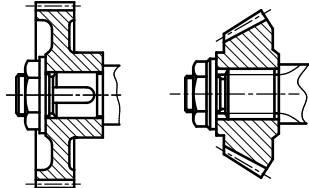
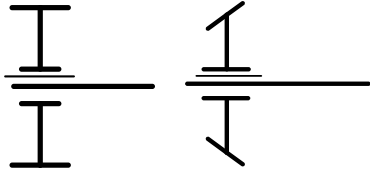
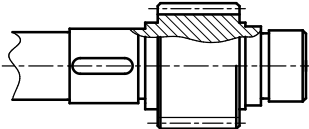
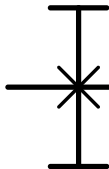
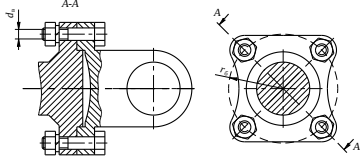
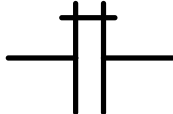
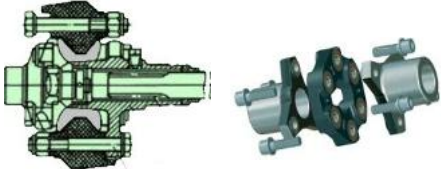
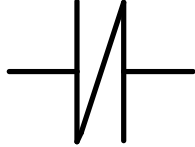
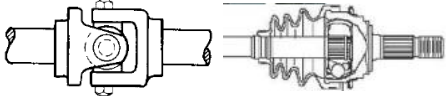
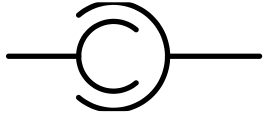
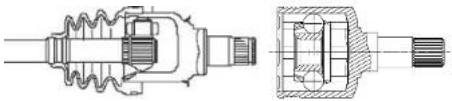
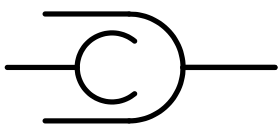
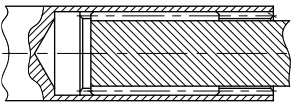
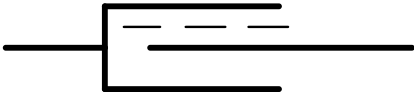
Елементи принципової кінематичної схеми зображують умовними графічними позначеннями відповідно ДСТУ 3321:2003 або спрощено зовнішніми обрисами. Умовні позначення креслять на схемах не додержуючи масштабу зображення. Але для умовних графічних позначень взаємозв'язаних елементів (наприклад, пара коліс у зубчастому зачепленні) бажено, щоб співвідношення розмірів зображень на схемі приблизно відповідали співвідношенням їх дійсних розмірів. Зображення окремих елементів трансмісії дозволяється переносити вгору або вниз від їх справжнього розміщення в конструкції або повертати елементи в положення які покращують виразність схеми. У цих випадках спряжені ланцюги (зубчасті пари), що накреслені окремо, з'єднують штриховою лінією. Вали та осі, які перетинаються, в місцях перетину зображають без розриву. Якщо на схемі треба зобразити вали або осі які проходять за іншими частинами механізму або іншим агрегатом, то їх креслять штриховою лінією (як невидимі). Взаємне розташування елементів агрегатів на схемі трансмісії повинно відповідати: зчеплення у включеному стані (для постійно замкнених конструкцій); в коробці передач – нейтральне положення; муфти блокування (диференціала та інші) у вимкненому стані.

Приклади умовних позначень елементів, які найбільш застосовуються у схемах трансмісії автомобілів наведено у таблиці 1.1. При цьому умовне зображення синхронізаторов у коробці передач спрощено і має вигляд зубчастої муфти без синхронізуючих елементів (конусів) і блокуючих елементів (зубців, пальців, тощо).

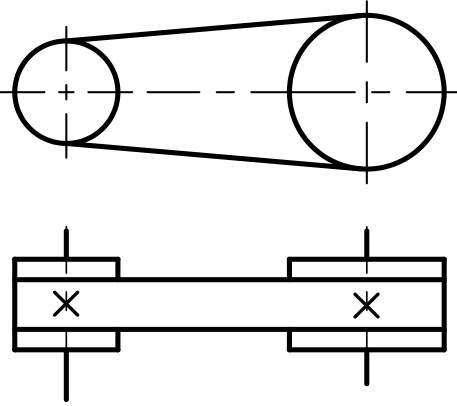
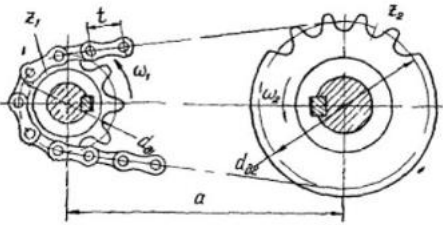
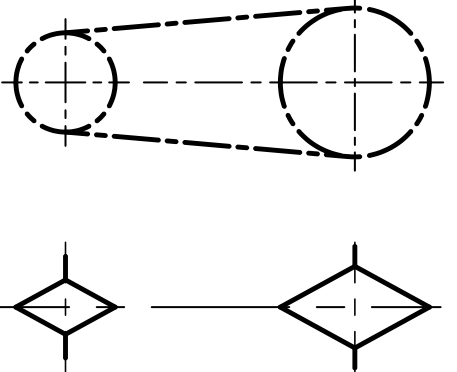
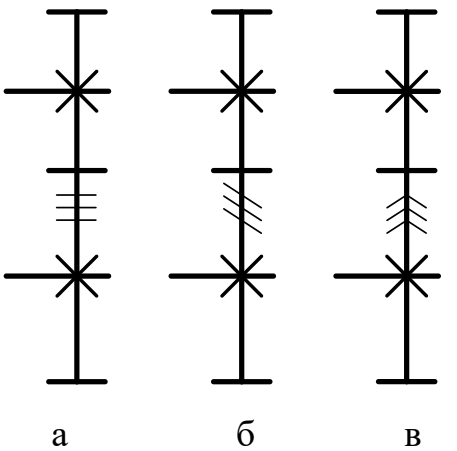
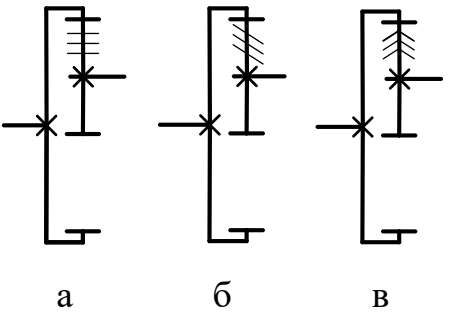
Таблиця 1.1 – Приклади умовних позначень елементів трансмії на кінематичних схемах

Назва елементів трансмії	Зовнішній вигляд	Умовне позначення на схемах
Вал, вісь		
Нерухома ланка (на частині ланки наводиться штриховка)		
Підшипники ковзання і кочення (без уточнення типу)		
Радіальні		
Упорні		
Підшипники ковзання:		
а) радіальні		
б) односторонні радіально-упорні		
в) двохсторонні радіально-упорні		
Підшипники кочення:		
а) радіальні (загальне позначення)		
Радіальний роликовий		
б) радіально-упорні односторонні		
в) радіально-упорні двохсторонні		
г) радіально-упорні роликові односторонні		

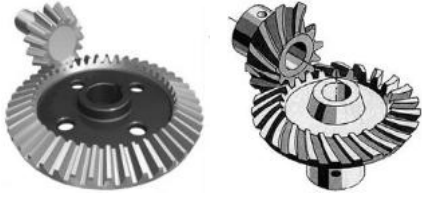
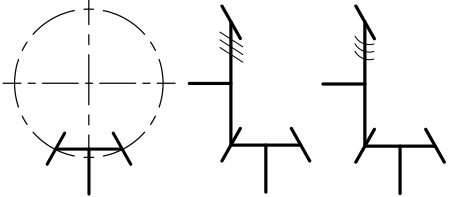
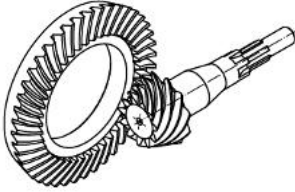
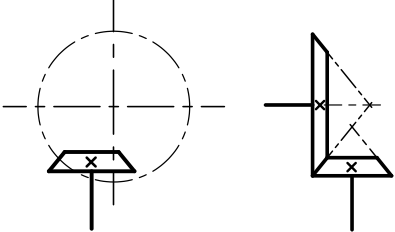
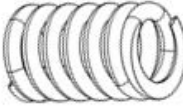
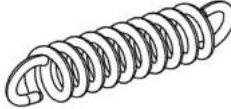
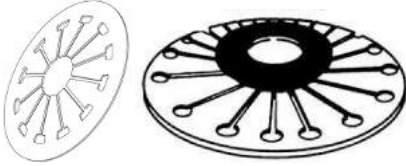
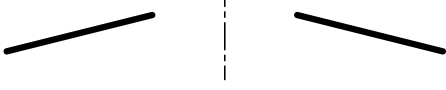
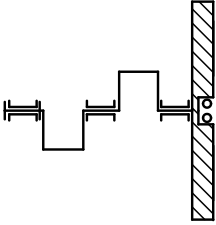
Продовження табл. 1.1.

Види з'єднань		
Вільне для обертання з'єднання деталі з валом		
Рухоме вздовж осі з'єднання деталі з валом		
Нерухоме з'єднання деталі з валом		
Глухе, нероз'ємне з'єднання шестерні (деталі) з валом		
Глухе жорстке з'єднання двох співвісних валів		
Еластичне з'єднання двох співвісних валів		
Шарнірне з'єднання валів (жорсткий шарнір)		
Шарнірне з'єднання валів (універсальний шарнір)		
Шліцьове телескопічне з'єднання валів		

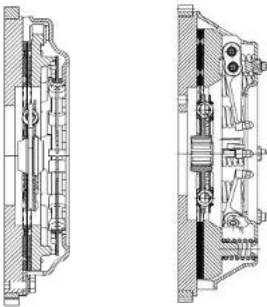
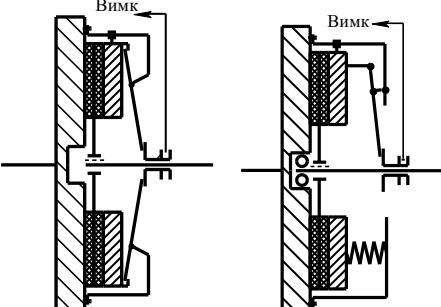
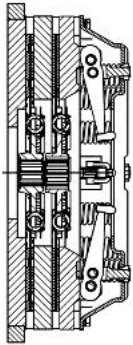
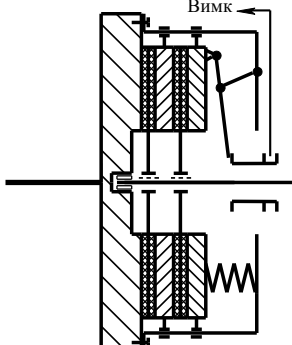
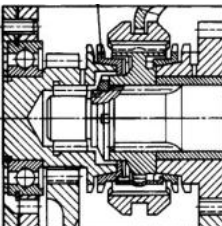
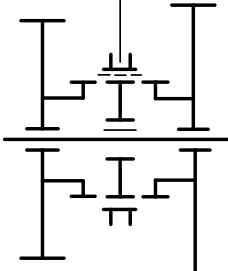
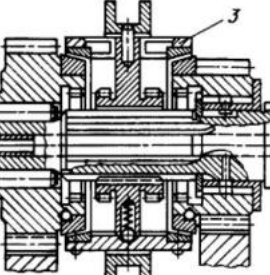
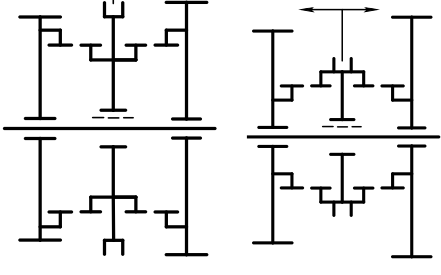
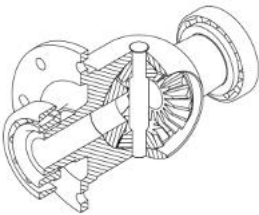
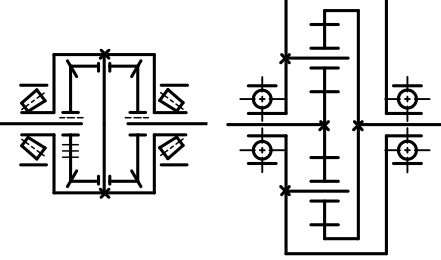
Продовження табл. 1.1.

Види передач		
Ременева передача		
Ланцюгова передача		
Циліндрична зубчаста передача (з прямими «а», косими «б» та шевронними «в» зубами)	 а б в	 а б в
Циліндрична зубчаста передача із внутрішнім зачепленням (з прямими «а», косими «б» та шевронними «в» зубами)		 а б в

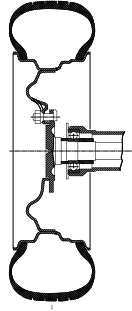
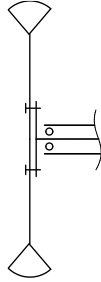
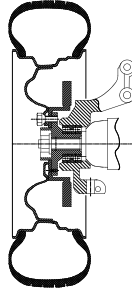
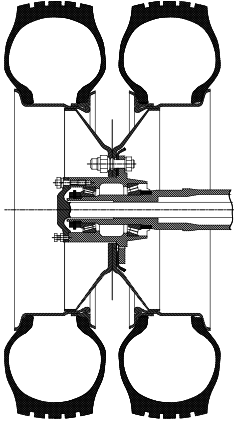
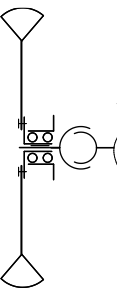
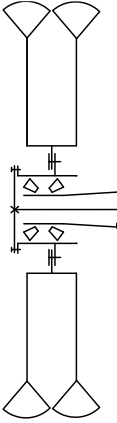
Продовження табл. 1.1.

Конічна зубчаста передача (з спіральними «а» та круговими «б» зубами)	 а б	 а б
Конічна гіпоїдна зубчаста передача		
Пружини		
Циліндричні стиснення		
Циліндричні розтягування		
Діафрагмові		
Діафрагмові з пелюстками		
Де які агрегати та механізми трансмісії автомобілів		
Двигун внутрішнього згоряння (для будь-якої кількості циліндрів)		
Електродвигун		

Продовження табл. 1.1.

Зчеплення з одним веденим диском і діафрагмовою натискною пружиною «а» і периферійними циліндричними пружинами «б»	 а б	 а б
Зчеплення з двома веденими дисками і периферійними циліндричними пружинами		
Зубчаста муфта синхронізатора з нерухомою маточиною		
Зубчаста муфта синхронізатора з рухомою маточиною з зовнішнім зубчастим вінцем «а» та внутрішнім зубчастим вінцем «б»		 а б
Диференціал конічний симетричний «а», циліндричний несиметричний «б»		 а б

Закінчення табл. 1.1.

Ведуче автомобільне колесо закріплене на фланці напіврозвантаженої півосі		
Ведуче автомобільне колесо у разі повністю розвантаженої півосі закріплене на маточині: «а» - у випадку одинарної ошиновки та «б» - подвійної ошиновки)	  а б	  а б

Побудова схеми повинна давати уявлення про процес передачі крутного моменту від двигуна до ведучих коліс в напрямку зліва направо. У випадку привода на одну вісь автомобіля при komponуванні двигуна і агрегатів трансмісії біля неї, схему трансмісії зображають так, щоб рух автомобіля вперед був спрямован знизу до гори.

Кінематичну схему трансмісії проєктованого автомобіля виконати у CAD-системі (формат аркуша не менше А3). На кінематичній схемі трансмісії повинен бути представлений весь склад елементів, їх сполучення, кінематичні зв'язки. Кожному агрегату трансмісії присвоюють позиційне позначення, починаючи від джерела руху. Позиційне позначення проставляють на полиці лінії-виноски. Усі агрегати трансмісії вносять у таблицю переліку елементів де вказують їх характеристики і параметри. Приклад конструкторського документу – схема принципова кінематична (К3) наведено у додатку К.

2 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРОЄКТУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯ

Проектування зчеплення слід розпочинати з розробки її кінематичної та конструктивної схеми. Кінематична та конструктивна схеми зчеплення визначаються в основному призначенням та компонуванням автомобіля, максимальним крутним моментом та максимальною частотою обертів двигуна. На рис. 2.1 представлені кінематичні схеми найпоширеніших конструкції зчеплень автомобілів.

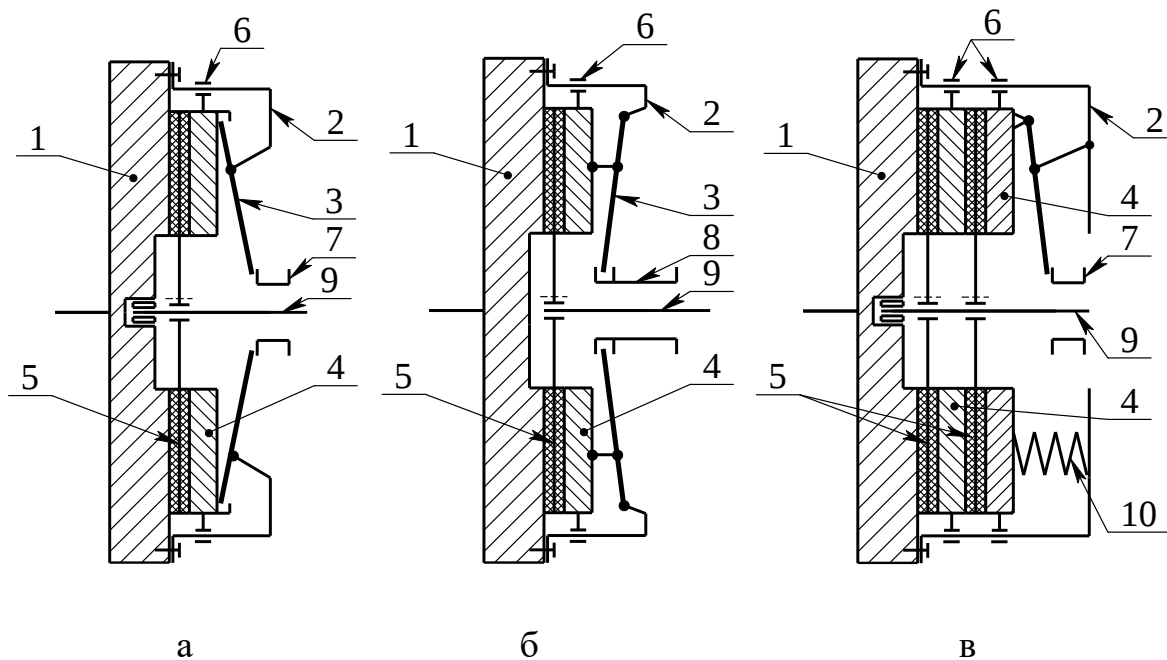


Рис. 2.1. Кінематичні схеми зчеплень: а, б – зчеплення з діафрагмовою пружиною; в – зчеплення з периферійно розташованими циліндричними пружинами; 1 – маховик двигуна; 2 - кожух; 3 – діафрагмова пружина; 4 – натискний диск; 5 – ведений диск; 6 – напрямні пристрої натискного та проміжного дисків; 7, 8 – муфта вимкнення зчеплення відповідно натискна та витяжна; 9 – первинний вал коробки передач; 10 – циліндрична пружина

Вибір конструктивної схеми зчеплення повинен спиратися на аналог та перспективні тенденції. Так, наприклад, для легкових автомобілів на яких встановлюються двигуни з високою частотою обертання вала, важливо забезпечити малий момент інерції. Цього можна досягти використанням діафрагмової пружини для стиснення дисків зчеплення (рис. 2а, б). Зчеплення з витяжною муфтою вимкнення технологічно складніше, але забезпечують більше передатне число

привода керування зчепленням. Це полегшує керування та іноді дозволяє значно спростити привод керування зчепленням.

Для вантажних автомобілів важливо забезпечити можливість передачі значного крутного моменту та довговічну роботу фрикційних накладок, що забезпечується при використанні двох ведених дисків. Зазвичай у такому разі для стиснення дисків зчеплення застосовують периферійно розташовані циліндричні пружини (рис. 2в).

Після розробки кінематичної схеми зчеплення та визначення конструкції його елементів проводять вибір основних параметрів веденого диска, натискного диска, пристрою передачі моменту на натискний диск, натискних пружин, механізму вимкнення зчеплення. Потім уточнюють конструкцію та її розміри в залежності від результатів розрахунку. На наступному етапі проектують схему привода керування зчепленням та виконують його функціональний розрахунок. Завершується виконання проєкту розробкою креслеників.

2.1 Визначення основних параметрів зчеплення

Основні параметри зчеплення визначають його тип, конструкцію, габаритні розміри та масу. До основних параметрів відносяться зовнішній – D_n та внутрішній – d_n діаметри фрикційних накладок ведених дисків; коефіцієнт запасу зчеплення – β_c ; номінальне натискне зусилля пружин – $N_{ном}$; розрахункове значення коефіцієнта тертя – μ ; кількість поверхонь тертя – i_μ , що дорівнює подвоєної кількості ведених дисків; тип, кількість та жорсткість натискних пружин; кількість важелів вимкнення.

Параметри D_n , d_n , i_μ визначаються за максимальним моментом двигуна або максимальною частотою обертання його колінчастого вала відповідно до таблиці 2.1. Кожному значенню D_n відповідають кілька значень d_n і товщини δ фрикційних накладок. Розрахункову величину коефіцієнта тертя μ з урахуванням властивостей сучасних фрикційних матеріалів прийняти рівної 0,3.

Максимальний момент, що передається зчепленням при включеному стані, обмежується моментом тертя зчеплення M_c .

$$M_c = \beta_c \cdot M_{e\max}, \quad (2.1)$$

де β_c – коефіцієнт запасу зчеплення.

Таблиця 2.1 – Регламентовані параметри зчеплень

Розміри накладок, мм			$M_{e \max}$, Н·м, не більше	$n_{e \max}$ об/хв, не більше
Зовнішній діаметр D_H	Внутрішній діаметр d_H	Товщина δ		
180	100; 120 ; 125	2,5; 3,0; 3,5;	88	8000
200	120; 130; 140	4,0; 4,5	142	8000
215	140; 150; 160		186	8000
240	160; 180		235	7000
250	155; 180		201	5000
280	165; 180; 200		255	4500
300	165; 175; 200	3,5; 4,0; 4,5	353	4500
325	185; 200; 220	6,0	372	4500
325	230		372	4500
340	185; 195; 210		402; (465) *	4000
350	195; 200; 210	4,0; 4,5; 4,7	441; (800)	4000
350	240; 290	5,0; 6,0		
380	200; 220; 230		490; (930)	3500
400	220; 240; 280		685; (1080)	3000
420	220; 240; 280	4,0; 4,5; 6,0;	1080	
420	220; 240; 280	6,0	(1420)	
*У дужках - дані для дводискових зчеплень				

У процесі експлуатації коефіцієнт запасу зчеплення β_c змінюється в міру зносу накладок, усадки натискних пружин і відхилень коефіцієнта тертя μ від свого розрахункового значення. На основі досвіду автомобілебудування рекомендується вибирати значення β_c у вказаних нижче діапазонах для різних автомобілів:

- легкових 1,2-1,75;
- вантажних 1,5-2,2;
- підвищеної та високої прохідності 1,8-3,0.

При цьому слід враховувати, що коефіцієнт запасу β_c зчеплення з циліндричними пружинами при зносі фрикційних накладок зменшується, а зчеплення з діафрагмовою пружиною збільшується. Тому для зчеплення з циліндричними пружинами приймають більші значення β_c з рекомендованого інтервалу, а з діафрагмовою пружиною менші значення. Номінальне сумарне натискне зусилля пружин $P_{\text{ном}\Sigma}$ залежить від моменту тертя M_c і визначається залежністю

$$P_{\text{ном}\Sigma} = \frac{1000 \cdot M_c}{\mu \cdot r_\mu \cdot i_\mu} = \frac{1000 \cdot \beta_c \cdot M_{e \max}}{\mu \cdot r_\mu \cdot i_\mu}, \quad (2.2)$$

де $r_{\mu} = \frac{1}{4}(D_n + d_n)$ – середній радіус тертя, мм;

i_{μ} – кількість поверхонь тертя ($i_{\mu}=2$ для однодискового зчеплення та $i_{\mu}=4$ для дводискового зчеплення).

Тиск на поверхні тертя визначається за формулою

$$q = \frac{P_{\text{ном}\Sigma}}{F_{\mu}} \cong \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P_{\text{ном}\Sigma}}{D_n^2 - d_n^2}, \quad (2.3)$$

де F_{μ} – площа поверхні тертя однієї сторони фрикційної накладки, мм².

Величина q повинна бути в межах 0,14-0,30 МПа, для великовантажних автомобілів – $q \leq 0,20$ МПа. Якщо ця умова не виконується, необхідно зменшити розмір d_n і при необхідності збільшити – D_n відповідно до даних, наведених у табл. 2.1.

Кількість ведених дисків визначається на основі аналізу конструкцій зчеплень автомобілів-аналогів. Однак за інших рівних умов слід віддавати перевагу однодисковому зчепленню, що володіє більш високими експлуатаційними якостями, меншою кількістю деталей, меншою масою та вартістю. При виборі параметрів зчеплення орієнтуються на значення параметрів виконаних конструкцій, підбираючи аналог за параметрами двигуна (табл. 2.2).

На легкових та вантажних автомобілях малої вантажопідйомності рекомендується застосовувати зчеплення з діафрагмовою пружиною. Дводискові зчеплення доцільно використовувати на великовантажних автомобілях та тягачах.

Після визначення основних параметрів зчеплення слід розпочати його компонування, орієнтуючись на конструкцію аналога. Одночасно з компонуванням розраховуються деталі зчеплення та показники, що характеризують його зносостійкість.

2.2 Розрахунок деталей зчеплення

2.2.1 Розрахунок циліндричних гвинтових пружин

Перший етап розрахунку полягає у визначенні трьох основних параметрів пружини для забезпечення необхідної пружної характеристики (рис. 2.2): середнього діаметра – $D_{\text{пр}}$, діаметра дроту – $d_{\text{пр}}$ і кількості робочих витків – $n_{\text{пр}}$.

Номінальне значення зусилля, яке розвивається однією пружиною включеного зчеплення при незношених накладках:

$$P_{\text{ном}} = \frac{P_{\text{ном}\Sigma}}{z_{\text{пр}}}, \quad (2.4)$$

де $z_{\text{пр}}$ – кількість натискних пружин.

Кількість натискних пружин має бути кратне кількості віджимних важелів. Зазвичай $z_{\text{пр}}=6 \div 24$, а кількість віджимних важелів 3 або 4. Для зчеплень із зовнішнім діаметром накладок $D_{\text{н}} < 340$ мм, як правило, застосовують три віджимні важелі, а при $D_{\text{н}} > 340$ мм – чотири.

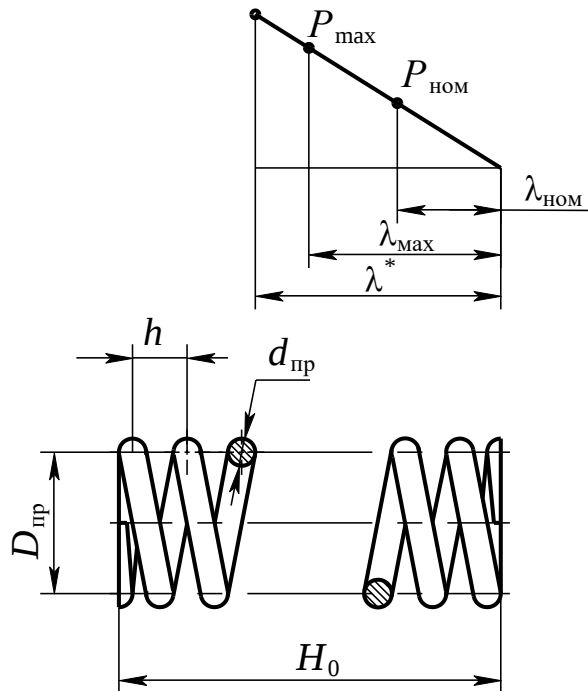


Рис. 2.2. Циліндрична гвинтова пружина та її пружна характеристика

Номінальне значення зусилля пружини $P_{\text{ном}}$ для зчеплень легкових та вантажних автомобілів не перевищує 700 Н, а для зчеплень великовантажних автомобілів – 1000 Н.

При включеному зчепленні зусилля пружини досягає свого максимуму:

$$P_{\text{мах}} = P_{\text{ном}} + c_{\text{пр}} \cdot s_{\text{д}}, \quad (2.5)$$

де $c_{\text{пр}}$ – жорсткість пружини;

$s_{\text{д}}$ – хід натискного диска під час вимкнення зчеплення.

Хід натискного диска $s_{\text{д}}$ повинен забезпечувати повне вимкнення зчеплення та розраховується відповідно до виразу:

$$s_{\text{д}} = i_{\mu} \cdot \delta_s + \delta_{\text{д}} \cdot i_{\text{д}}, \quad (2.6)$$

Таблиця 2.2 – Основні параметри автомобільних зчеплень

Параметри		Значення параметрів													
		Параметри двигуна													
Максимальний момент к. в.	M_{emax}	Н·м	74,5	105,8	87,3	121,6	186,3	284,4	402,1	637,4	666,9	882,6			
Максимальна частота к. в.	$n_{\text{e max}}$	об/хв	4400	5800	7000	7000	4500	3200	3200	2600	2100	2100			
		Параметри зчеплення													
Кількість ведених дисків		1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2
Зовнішній діаметр накладки	D	мм	190	204	200	200	225	300	342	350	400	400			
Внутрішній діаметр накладки	d	мм	130	146	142	130	150	164	186	200	220	220			
Товщина накладки	δ	мм	3,5	3,3	3,3	3,3	3,5	4,0	4,0	4,5	4,0	4,0			
Площа тертя	F_{μ}	см ²	151	159	156	181	221	496	647	648	876	876			
Коефіцієнт запасу ¹	β_c		2,4	1,57	1,50	1,47	1,55	1,84	2,15	2,89	3,08	2,72			
Натискне зусилля	P	кН	3,72	3,34	3,09	3,62	5,14	7,54	10,90	11,18	11,06	12,90			
Контактний тиск	q	МПа	0,246	0,210	0,198	0,200	0,233	0,152	0,168	0,172	0,126	0,147			
Кількість пружин	$z_{\text{пр}}$		6	1	1	1	9x2	12	16	24	28	24			
Діаметр дроту	$d_{\text{пр}}$	мм	4,0	2,29 ²	2,20 ²	2,32 ²	3,0	4,2	4,5	5,5	4,5	4,5			
Середній діаметр пружини	$D_{\text{пр}}$	мм	25	–	–	–	28,5; 21,5	24,8	25,5	38,5	31,5	31,5			
Кількість робочих витків	$n_{\text{пр}}$		4,0	–	–	–	7; 9,5	7	6,5	7,5	9	9			
Жорсткість пружини	$c_{\text{пр}}$	Н/мм	40,2	–	–	–	5,7; 10,1	28,5	38,1	21,2	14,4	14,4			
Довжина у робочому стані		мм	28,5	–	–	–	39	41,5	45	58	56	56			
Довжина у вільному стані	H_0	мм	44	–	–	–	84; 70	62÷65	63	102	88	88			
Кількість віджимних важелів	z_p		3	–	–	–	3	3	4	4	4	4			
Передатне число важелів	u_{op}		4,5	³ 3,5	³ 2,43	³ 2,43	3,79	4,68	5,33	4,85	4,75	5,0			
Передатне число вилки			1,69	1,8	2,45	2,45	1,44	1,68	2,12	1,67	1,86	1,86			
Холостий хід муфти	Δ	мм	2-3	4,5-5,5	2	2	2,5	4	3,4	3,6	3,6	3,6			
Робочий хід муфти		мм	10	7,1	8,9	8,9	10	11,7	9,6	16	15	15			
⁴ Питома робота буксування	Q	Дж/см ²	51,3	73,7	–	–	61,1	22/36	26/44	–	4/7,75	–			
Примітка: 1 – при розрахунковому значенні коефіцієнта тертя $\mu=0,3$; 2 – товщина кільцевої частини діафрагмової пружини; 3 – передатне число пелюстків; 4 – на першій передачі при $\psi=0,02$, у чисельнику – для одиночного автомобіля															

де δ_s – зазор між поверхнями тертя при вимкненому зчепленні;

δ_d – деформація веденого диска при включенні зчеплення;

i_d – кількість ведених дисків.

Рекомендується забезпечувати зазор $\delta_s = 0,75 - 1,0$ мм для однодискових зчеплень та $\delta_s = 0,5 - 0,6$ для дводискових. В однодискових зчепленнях, як правило, застосовують пружні ведені диски, а в дводискових непружні ведені диски. Деформація пружного веденого диска при включенні зчеплення відповідає діапазону $\delta_d = 1,0 - 1,5$ мм, а непружного $\delta_d = 0,15 - 0,25$ мм.

Величина $c_{пр}$, по можливості, повинна бути мінімальною для того, щоб зношування накладок в експлуатації не призводило до надмірного зниження M_c і β_c . Зазвичай максимальне зусилля пружини при вимкненому зчепленні приймають $P_{max} = 1,2P_{ном}$, тому жорсткість пружини визначають за умови

$$c_{пр} \leq \frac{0,2P_{ном}}{s_d}. \quad (2.7)$$

Діаметр дроту пружин $d_{пр}$, мм, визначається умовою її міцності при її максимальній деформації (при вимкненому зчепленні)

$$d_{пр} \geq \sqrt{\frac{8}{\pi} \cdot \frac{k_{\tau} \cdot P_{max}}{[\tau]} \cdot \frac{D_{пр}}{d_{пр}}}, \quad (2.8)$$

де $k_{\tau} = \frac{4D_{пр}/d_{пр} - 1}{4(D_{пр}/d_{пр} - 1)} + \frac{0,615}{D_{пр}/d_{пр}}$ – коефіцієнт, що враховує кривизну витків;

$[\tau]$ - допустима величина дотичних напружень у перерізі дроту.

Для марганцевих сталей приймають $[\tau] = 700 \div 750$ МПа, для хромванадієвих $[\tau] = 800 - 900$ МПа).

Кількість робочих витків пружини $n_{пр}$ визначається за умови

$$n_{пр} > \frac{G \cdot s_d}{8(P_{max} - P_{ном})} \cdot \left(\frac{d_{пр}}{D_{пр}} \right)^3 \cdot d_{пр}, \quad (2.9)$$

де $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності другого роду сталі.

Умов (2.8) і (2.9) недостатньо для однозначного визначення параметрів $D_{пр}$, $d_{пр}$ і $n_{пр}$. Тому поставлене завдання вирішується шляхом підбору. Рекомендована послідовність наведена нижче.

Визначення діаметра дроту та діаметра пружини. Задавшись ставленням $D_{\text{пр}}/d_{\text{пр}}$ з звичайно застосовуваного на практиці діапазону $5 < D_{\text{пр}}/d_{\text{пр}} < 8$ і нижнім значенням $[\tau]$ для обраного матеріалу дроту, розраховують k_{τ} і $d_{\text{пр}}$ за умовою (2.8), що використовується як рівність. Розраховане значення $d_{\text{пр}}$, мм, округляється до найближчого більшого числа, що містить після коми цифру 0, 2, 4, 5, 6 або 8. Потім знаходять величину $D_{\text{пр}}$ за вибраним відношенням $D_{\text{пр}}/d_{\text{пр}}$.

Визначення кількості витків пружин. Використовуючи (2.9) як рівність, визначають робочу кількість витків $n_{\text{пр}}$ и округлюють до більшого значення найближчого числа, кратного 0,5. Якщо $n_{\text{пр}} < 4$ або $n_{\text{пр}} > 9$, слід задатися новим значенням $D_{\text{пр}}/d_{\text{пр}}$ або $[\tau]$ і повторити розрахунки. Цей циклічний процес триває до виконання умови $4 \leq n_{\text{пр}} \leq 9$. Слід звернути увагу, що у формулі (2.9) застосовується зворотна величина $D_{\text{пр}}/d_{\text{пр}}$. Рекомендується при виборі $D_{\text{пр}}/d_{\text{пр}}$, $n_{\text{пр}}$ і $d_{\text{пр}}$ орієнтуватися на найближчий аналог (табл. 2.2). Повна кількість витків пружини визначається з урахуванням кількості стиснених витків $n_{\text{сп}}$: $n_{\text{п}} = n_{\text{пр}} + n_{\text{сп}}$. Якщо $n_{\text{пр}} < 7$, то кількість стиснутих витків $n_{\text{сп}} = 1,5$; при $n_{\text{пр}} \geq 7$, $n_{\text{сп}} = 2,0$.

Визначення геометричних параметрів та уточнення механічних характеристик пружини. Довжина повністю стиснутої (до зіткнення витків) пружини

$$H = (n_{\text{пр}} + 1 - n_{\text{сп}}) \cdot d_{\text{пр}}. \quad (2.10)$$

Уточнене значення жорсткості пружини знаходять за формулою

$$c_{\text{пр}} = \frac{G \cdot d_{\text{пр}}^4}{8D_{\text{пр}}^3 \cdot n_{\text{пр}}}. \quad (2.11)$$

Деформація пружини при включеному зчепленні (скорочення її довжини щодо вільного стану) визначається залежністю

$$\lambda_{\text{ном}} = P_{\text{ном}} / c_{\text{пр}}, \quad (2.12)$$

а при вимкненому стані

$$\lambda_{\text{max}} = P_{\text{ном}} / c_{\text{пр}} + s_{\text{д}}. \quad (2.13)$$

Зазор між витками пружини $\delta_{\text{вп}}$ при вимкненому зчепленні (максимальне стиснення пружини) повинен задовольняти умові

$\delta_{\text{вп}} > 0,1d_{\text{пр}}$. Задавшись значенням $\delta_{\text{вп}}$, що трохи перевищує величину $0,1d_{\text{пр}}$, знаходять крок h між витками ненавантаженої пружини:

$$h = d_{\text{пр}} + \frac{P}{c_{\text{пр}} \cdot n_{\text{пр}}} + \frac{s_{\text{д}}}{n_{\text{пр}}} + \delta_{\text{вп}}. \quad (2.14)$$

Розмір h зазвичай знаходиться в діапазоні $D_{\text{пр}}/3 \leq h \leq D_{\text{пр}}/2$.

Довжина ненавантаженої пружини H_0 визначається залежністю

$$H_0 = H + n_{\text{пр}} \cdot (h - d_{\text{пр}}). \quad (2.15)$$

Деформація повністю зжатої пружини (до зіткнення витків):

$$\lambda^* = n_{\text{пр}} \cdot (h - d_{\text{пр}}). \quad (2.16)$$

Сила пружини, при стисненні її до зіткнення витків, у припущенні збереження її лінійної характеристики, обчислюється за такою формулою

$$P^* = P_{\text{ном}} + c_{\text{пр}} \cdot (s_{\text{д}} + n_{\text{пр}} \cdot \delta_{\text{вп}}). \quad (2.17)$$

Сила $P_{\text{мах}}$, що відповідає вимкненому положенню зчеплення, визначається за формулою (2.5).

При випробуваннях пружини можливі випадки її навантаження граничною силою P^* . Найбільші дотичні напруження τ^* , що відповідають силі P^* , повинні задовольняти умові

$$\tau^* = \frac{8k_{\tau} \cdot P^* \cdot D_{\text{пр}}}{\pi \cdot d_{\text{пр}}^3} < [\tau]. \quad (2.18)$$

Величина $[\tau]$ у цьому випадку визначається по верхній межі зазначених вище діапазонів зміни допустимих значень дотичних напружень. Якщо умова (2.18) не виконується, необхідно зменшити в рівнянні (2.8) величину $[\tau]$ та повторити наступні обчислення.

Після виконання розрахунків зображення пружини наноситься на кресленик компонування зчеплення, і з'ясовуються лінійні розміри зчеплення. Якщо конструкція зчеплення дає змогу збільшити довжину пружини, тобто, зменшити її жорсткість, слід цим скористатися, збільшивши кількість робочих витків і повторивши всі обчислення, починаючи з залежності (2.10). Зовнішній діаметр пружини

визначається сумою $D_{\text{пр}} + d_{\text{пр}}$, внутрішній - різницею $D_{\text{пр}} - d_{\text{пр}}$. Кут підйому витків знаходиться за формулою

$$\alpha_{\text{в}} = \arctg \left(\frac{h}{n_{\text{пр}} \cdot D_{\text{пр}}} \right). \quad (2.19)$$

Довжина заготівлі

$$l = \pi \cdot D_{\text{пр}} \cdot n_{\text{п}} / \cos \alpha. \quad (2.20)$$

На кресленику пружини зображується її пружна характеристика (див. рис. 2.2).

2.2.2. Розрахунок діафрагмової пружини

Діафрагмові пружини (рис. 2.3) мають нелінійну залежність між силою та деформацією. Пружні властивості діафрагмової пружини реалізуються її кільцевою частиною, укладеною між зовнішнім – $D_{\text{дп}}$ та внутрішнім – $d_{\text{дп}}$ діаметрами (рис. 2.3). Пелюсткова частина діафрагмової пружини служить для передачі зусилля від натискного підшипника і виконує роль віджимних важелів. У зчепленнях автомобілів доцільно застосовувати діафрагмові пружини, які мають відношення висоти пружини $H_{\text{дп}}$ до товщини кільцевої частини диска $h_{\text{дп}}$ знаходиться в діапазоні $1,70 < H_{\text{дп}}/h_{\text{дп}} < 1,80$.

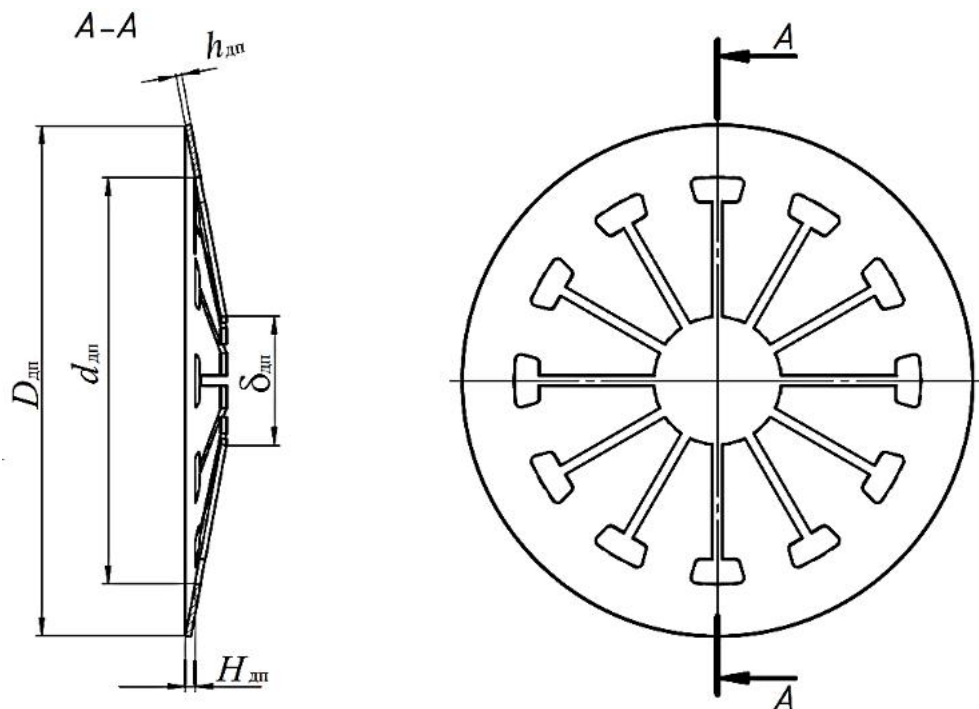


Рис. 2.3. Діафрагмова пружина та її розрахункові розміри

В зчепленні зазвичай застосовується одна діафрагмова пружина тому номінальна сила пружини $P_{\text{ном}}$ дорівнює $P_{\text{ном}\Sigma}$. При цьому $P_{\text{ном}}$ повинна відповідати прогину рівному висоті пружини $H_{\text{дп}}$, тобто діафрагмова пружина при включеному зчепленні та незношених накладках повинна перебувати в плоскому стані. З метою зниження зусилля на педалі зміну відношення $D_{\text{дп}}/d_{\text{дп}}$ рекомендується обмежити діапазоном $1,20 \leq D_{\text{дп}}/d_{\text{дп}} \leq 1,30$. Це дозволяє спростити основні розрахункові залежності.

Розрахунок параметрів діафрагмової пружини виконують у наступній послідовності:

Товщина кільцевої частини пружини $h_{\text{дп}}$, мм,

$$h_{\text{дп}} = 1,525 \sqrt{P_{\text{ном}} / [\sigma]}, \quad (2.21)$$

де $P_{\text{ном}} = P_{\text{ном}\Sigma}$ – номінальне натискне зусилля діафрагмової пружини, Н;
 $[\sigma]$ – допустимі напруження, МПа.

Допустимі напруження $[\sigma]$ приймаються рівними граничним значенням плинності для сталей або близькими до них:

60С2А - $[\sigma] = 1400$ МПа;

60С2Р2ФА, 60С2ХА, 70С3А - $[\sigma] = 1600$ МПа;

60С2ХФА, 65С2ВА - $[\sigma] = 1700$ МПа.

Попередній вибір значень відносин $D_{\text{дп}}/d_{\text{дп}}$ та $H_{\text{дп}}/h_{\text{дп}}$ виконується з рекомендованих діапазонів:

$$1,2 < D_{\text{дп}}/d_{\text{дп}} < 1,3;$$

$$1,7 < H_{\text{дп}}/h_{\text{дп}} < 1,8,$$

де $D_{\text{дп}}$ – зовнішній діаметр вільної пружини, мм;

$d_{\text{дп}}$ – внутрішній діаметр вільної пружини, мм;

$H_{\text{дп}}$ – висота кільцевої частини вільної пружини, мм.

Обчислення зовнішнього діаметра пружини $D_{\text{дп}}$ за формулами (2.22) та (2.23)

$$D_{\text{дп}} = \sqrt{\frac{2\pi}{3} \cdot \frac{E}{P_{\text{ном}}}} \sqrt{\frac{H_{\text{дп}}}{h_{\text{дп}}} \cdot \ln \frac{D_{\text{дп}}}{d_{\text{дп}}} \cdot \frac{h_{\text{дп}}^2}{1 - d_{\text{дп}}/D_{\text{дп}}}}, \quad (2.22)$$

$$D_{\text{дп}} = \sqrt{\frac{E}{[\sigma]}} \sqrt{\frac{D_{\text{дп}}/d_{\text{дп}}}{1 - d_{\text{дп}}/D_{\text{дп}}}} \cdot \left(\frac{H_{\text{дп}}}{h_{\text{дп}}} + 1 \right) \cdot h_{\text{дп}}. \quad (2.23)$$

де $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності сталі.

Варіюючи значеннями $D_{\text{дп}}/d_{\text{дп}}$ і $H_{\text{дп}}/h_{\text{дп}}$ домагаються збігу значень $D_{\text{дп}}$ розрахованих за формулами (2.22) та (2.23). При цьому розміри $D_{\text{дп}}$ округляються у більшу сторону з точністю до десятих часток міліметра таким чином, щоб остання цифра дорівнювала 0, 2, 4, 5, 6 або 8.

Обчислюються значення внутрішнього діаметра пружини $d_{\text{дп}}$ та висоти кільцевої частини пружини $H_{\text{дп}}$ для значень $D_{\text{дп}}/d_{\text{дп}}$ та $H_{\text{дп}}/h_{\text{дп}}$, при яких забезпечується рівність значень $D_{\text{дп}}$ розрахованих за формулами (2.22) та (2.23).

Розміри параметрів $d_{\text{дп}}$ і $H_{\text{дп}}$ округляються у більшу сторону ($d_{\text{дп}}$ – до десятих часток міліметра, а $H_{\text{дп}}$ – до сотих) таким чином, щоб остання цифра дорівнювала 0, 2, 4, 5, 6 або 8.

Будують характеристики пружини $P=f(\lambda)$ і $\sigma=f(\lambda)$ за рівняннями (2.24) і (2.25) (рис. 2.4), задаючись значенням пружини λ від 0 до λ_{max} с інтервалом 0,5мм. Максимальна деформація пружини $\lambda_{\text{max}}=H_{\text{дп}}+h_{\text{дп}}$.

$$P = P_{\text{ном}} \cdot \left(\frac{H_{\text{дп}}}{h_{\text{дп}}} \right)^2 \cdot \frac{\lambda}{H_{\text{дп}}} \cdot \left[\left(1 - \frac{0,5 \cdot \lambda}{H_{\text{дп}}} \right) \cdot \left(1 - \frac{\lambda}{H_{\text{дп}}} \right) + \left(\frac{h_{\text{дп}}}{H_{\text{дп}}} \right)^2 \right]; \quad (2.24)$$

$$\sigma = \frac{2}{\left(1 + h_{\text{дп}}/H_{\text{дп}} \right)^2} \cdot \frac{\lambda}{H_{\text{дп}}} \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda}{H_{\text{дп}}} + \frac{h_{\text{дп}}}{H_{\text{дп}}} \right) \cdot [\sigma]. \quad (2.25)$$

За характеристикою пружини визначити діапазон допустимого зношування накладок $s_{\text{и}}$, у якому зусилля пружини більше значення $P_{\text{ном}}$.

Внутрішній діаметр пелюсткової частини пружини $\delta_{\text{лп}}$ (рис. 2.3) визначається умовами компонування. Зазвичай $\delta_{\text{лп}}=0,4D_{\text{дп}}$.

Передатне число пелюсток $u_{\text{лп}}$ діафрагмової пружини залежить від способу її встановлення та визначається за залежностями:

– діафрагмова пружина тисне на натискний диск своїм зовнішнім діаметром $D_{\text{дп}}$ (рис. 2.5а) та при вимиканні зчеплення пелюстки пружини вдавлюються

$$u_{\text{лп}} = \frac{d_{\text{дп}}/D_{\text{дп}} - \delta_{\text{лп}}/D_{\text{дп}}}{1 - d_{\text{дп}}/D_{\text{дп}}}; \quad (2.26)$$

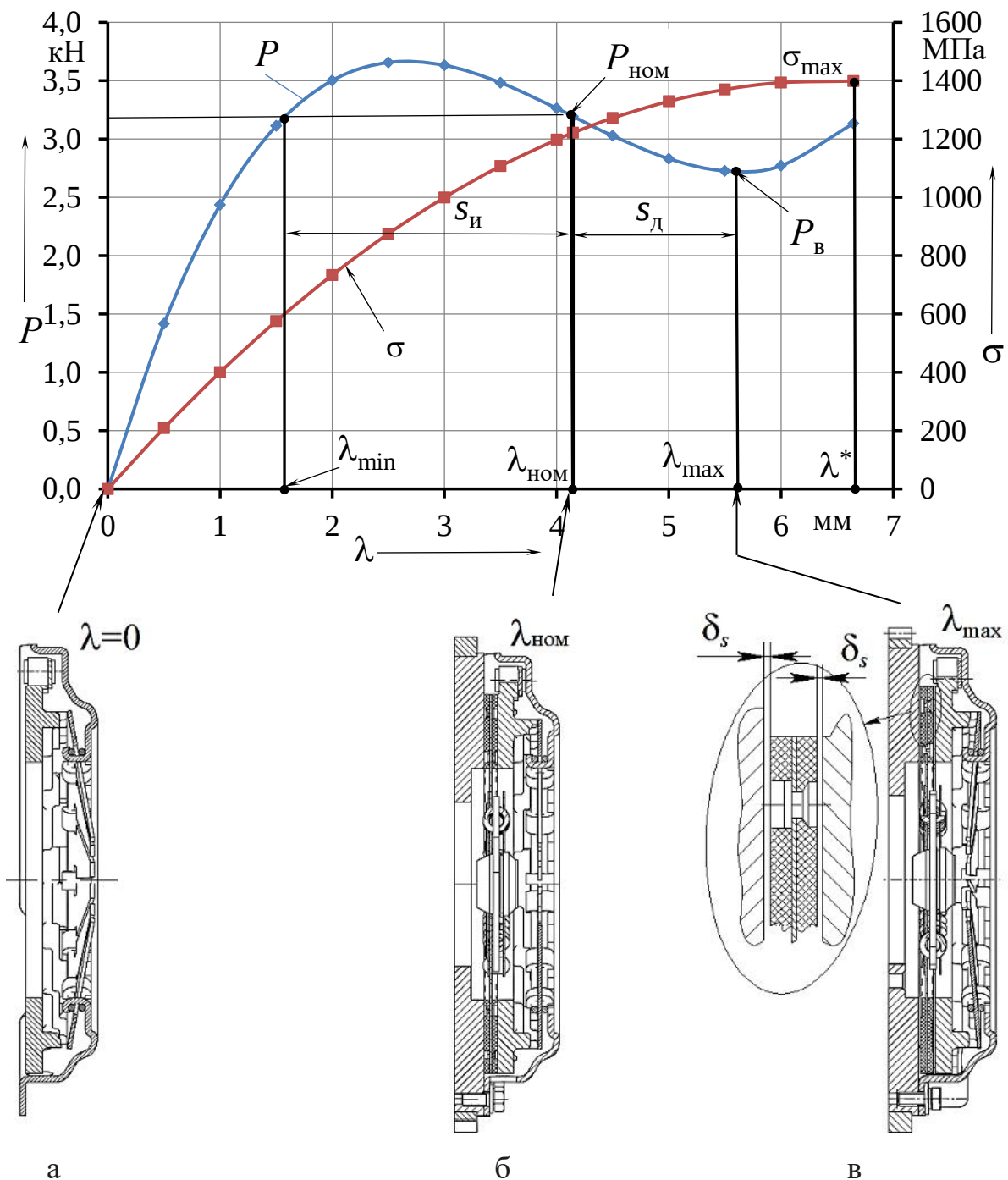


Рис. 2.4. Характеристики діафрагмової пружини і положення деталей зчеплення: а – у стані постачання; б, в – відповідно у включеному та вимкненому стані; $\lambda_{\min}$ – деформація пружини при зношених накладках; S_{H} – допустиме зношування накладок

– діафрагмова пружина тисне на натискний диск своїм внутрішнім діаметром $d_{\text{дп}}$ (рис. 2.5б) та при вимиканні зчеплення пелюстки пружини витягуються

$$u_{\text{лп}} = \frac{d_{\text{дп}}/D_{\text{дп}} - \delta_{\text{лп}}/D_{\text{дп}}}{1 - d_{\text{дп}}/D_{\text{дп}}} + 1. \quad (2.27)$$

Кількість пелюсток вибирається в межах 8...24 штуки. Міцність пелюсток у цьому курсовому проекті не перевіряється.

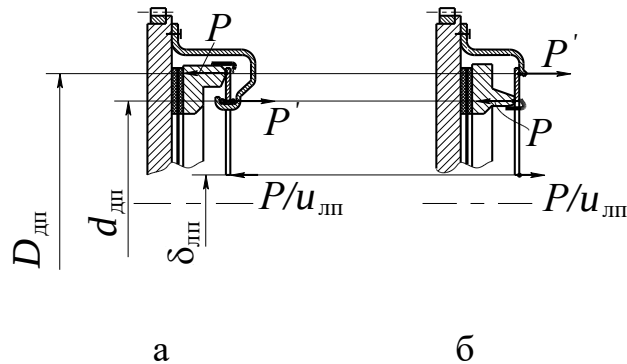


Рис. 2.5. Способи встановлення діафрагмової пружини:
а – пружина, що вдавлюється; б – пружина, що витягується

Після визначення параметрів пружини її зображення наноситься на кресленик компонування зчеплення, враховуючи, що в стані поставки зчеплення діафрагмова пружина перебуває у вільному стані та має вид усіченого конуса. У зчепленні, встановленому на маховику, діафрагмова пружина є деформованою та зображується плоскою.

2.2.3 Розрахунок ведучих та ведених деталей зчеплення

Зовнішній та внутрішній діаметри натискного та проміжного дисків приймають відповідно рівними $D_{\text{н}}$ та $d_{\text{н}}$. Товщину натискного $b_{D_{\text{н}}}$ і проміжного $b_{D_{\text{п}}}$ дисків попередньо приймають рівними $0,045 \div 0,060 D_{\text{н}}$ і потім уточнюють за результатами теплового розрахунку.

Розрахунок напрямних пристроїв осьового переміщення дисків.

Як напрямні пристрої осьового переміщення натискного та проміжного дисків найчастіше використовуються: виступи, шипи або рівнорозташовані по колу тангенціальні пружні пластини (рис. 2.6). Останні встановлюються таким чином, щоб сприймати деформації розтягування при передачі зчепленням крутного моменту.

Розрахунок виступів чи шипів.

Направні пристрої осьового переміщення дисків, виконані у вигляді **виступів** (рис. 2.6б) або **шипів** (рис. 2.6в) натискного диска,

розраховуються на зминання поверхні контакта $\sigma_{\text{см}}$, МПа, при передачі моменту тертя зчеплення M_c :

$$\sigma_{\text{см}} = 1000 M_c \cdot \gamma / (r_{\text{ср}} \cdot z_k \cdot s_k), \quad (2.28)$$

де $r_{\text{ср}}$ – середній радіус розташування контакта, мм;

z_k – кількість контактів;

s_k – площа контакта, мм²;

γ – коефіцієнт, що враховує кількість та розташування дисків.

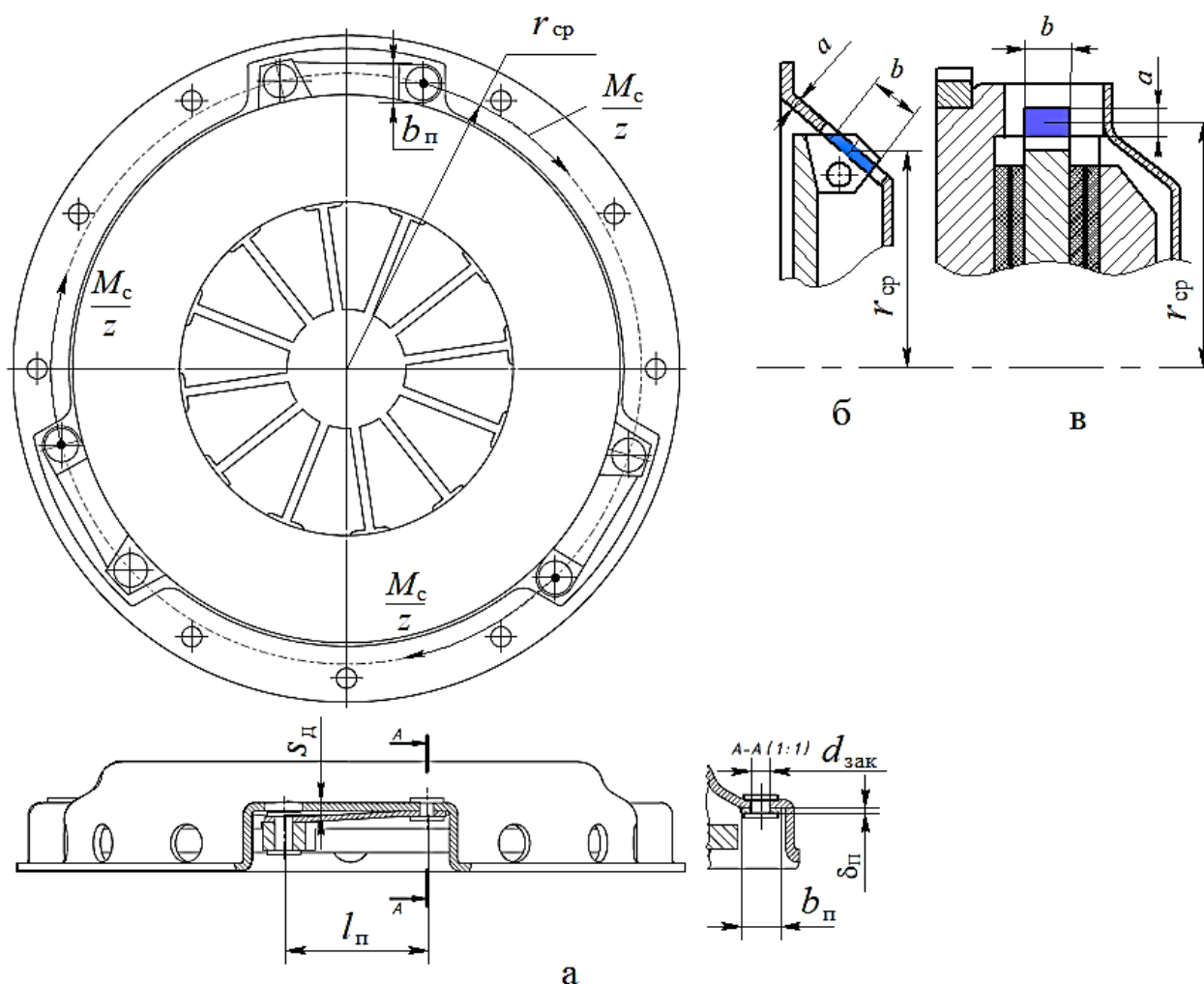


Рис. 2.6. Види напрямних пристроїв натискного (проміжного) диска: а – тангенціальні пластини; б – виступи; в – шипи

Кількість контактів z_k дорівнює кількості віджимних важелів. Площа контакта s_k визначається за конструктивними параметрами як площа прямокутника (див. рис. 2.6б та рис. 2.6в).

Коефіцієнт γ приймають: для натискного диска однодискового та проміжного диска дводискового зчеплення $\gamma=0,5$; для натискного диска дводискового зчеплення $\gamma=0,25$.

Міцність контакту вважається достатньою, якщо значення напруження зминання, розраховане за формулою (2.28), не перевищує допустимого $[\sigma_{\text{см}}]=10 - 15$ МПа.

Розрахунок тангенціальних пружних пластин.

Напрямний пристрій осевого переміщення диска, виконане у вигляді **тангенціальних пружних пластин** (рис. 2.6а), розраховується при передачі моменту тертя зчеплення M_c та в стані поставки. Параметри тангенціальних пружних пластин, що розраховуються: $b_{\text{п}}$, $\delta_{\text{п}}$, $l_{\text{п}}$ – відповідно ширина, товщина та довжина пакета пластин та діаметр отвору $d_{\text{зак}}$ під заклепку.

Порядок розрахунку параметрів тангенціальних пружних пластин:

1. Діаметр отвору під заклепку визначається з умови міцності заклепки на зріз

$$d_{\text{зак}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{1000M_c \cdot \gamma}{r_{\text{ср}} \cdot z_{\text{п}} \cdot i_{\text{п}} \cdot \pi \cdot [\tau_{\text{ср}}]}}, \quad (2.29)$$

де $z_{\text{п}}$ – кількість пакетів тангенціальних пластин;

$i_{\text{п}}$ – кількість тангенціальних пластин у пакеті;

$[\tau_{\text{ср}}] \leq 10 \dots 20$ МПа – допустиме напруження зрізу заклепок.

Кількість пакетів тангенціальних пластин $z_{\text{п}}$ зазвичай дорівнює 3 або 4. Більша кількість відповідає зчепленням з великим моментом M_c (вантажні автомобілі). У кожному пакеті може бути від 1 до 4 пластин. Чим більший хід натискного диска, тим більше у пакеті пластин. Середній радіус розташування заклепок кріплення пластин визначається конструктивно. У першому наближенні можна прийняти $r_{\text{ср}} = (D_{\text{н}}/2 + 10)$ мм.

2. Товщина пружної тангенціальної пружини $\delta_{\text{п}}$, мм, визначається умовою міцності заклепки на зминання

$$\delta_{\text{п}} = \frac{1000M_c \cdot \gamma}{r_{\text{ср}} \cdot z_{\text{п}} \cdot i_{\text{п}} \cdot d_{\text{зак}} \cdot [\sigma_{\text{см}}]}, \quad (2.30)$$

де $[\sigma_{\text{см}}] = 10 \dots 20$ МПа – допустиме напруження зминання заклепок.

3. Ширина тангенціальної пружини $b_{\text{п}}$, мм, визначається умовою міцності на розрив у місці розташування отвору під заклепку

$$b_{\text{п}} = \frac{1000M_{\text{с}} \cdot \gamma}{r_{\text{ср}} \cdot z_{\text{п}} \cdot \delta_{\text{п}} \cdot i_{\text{п}} \cdot [\sigma_{\text{р}}]} - d_{\text{зак}}, \quad (2.31)$$

де $[\sigma_{\text{р}}]=20\dots30$ МПа – допустиме напруження розтягування пластини.

4. Робоча довжина тангенціальної пружини $l_{\text{п}}$, мм, визначається напруженням вигину пластини при максимальному осьовому переміщенні натискного диска

$$l_{\text{п}} = \sqrt{\frac{3E \cdot \delta_{\text{п}} \cdot s_{\text{ип}}}{[\sigma_{\text{и}}]}}, \quad (2.32)$$

де $[\sigma_{\text{и}}]=850 \dots 900$ МПа – допустиме напруження вигину пластин;

$s_{\text{ип}}$ – максимальне осьове переміщення натискного диска, мм.

При проектуванні зчеплення прагнуть забезпечити, щоб під час передачі моменту зчепленням тангенціальні пластини працювали лише на розтягування і не мали вигину. Тому найбільший вигин тангенціальні пружні пластини зазнають при зібраному, але не встановленому на маховик зчепленні (у стані постачання). У цьому випадку максимальне переміщення натискного диска дорівнює номінальній деформації пружин $s_{\text{ип}}=\lambda_{\text{ном}}$. У випадку зчеплень з периферійними циліндричними пружинами див. рис. 2.2, та у випадку зчеплення з діафрагмової пружини див. рис. 2.4).

Розрахунок веденого диска.

Конструкцію **веденого диска** (рис. 2.7) вибирають за аналогом. При курсовому проектуванні розраховують заклепки кріплення фрикційних накладок та шліци маточини. Розрахунок шліців маточини наведено у розділі 8.

Розрахунок заклепок.

Орієнтовне значення діаметра заклепки $d_{\text{зак}}=2,5\dots3,0$ мм за товщини накладки $\delta=3$ мм; $d_{\text{зак}}=3,00\dots3,75$ мм при $\delta=4$ мм; $d_{\text{зак}}=4,0\dots4,5$ мм за $\delta=5$ мм. Заклепки розраховують на зріз та зминання.

Припущення при розрахунку:

1. Навантаження на заклепку пропорційне радіусу її розташування на веденому диску.

2. Заклепки, які розташовані на одному колі (тобто на одному радіусі), навантажені рівномірно.

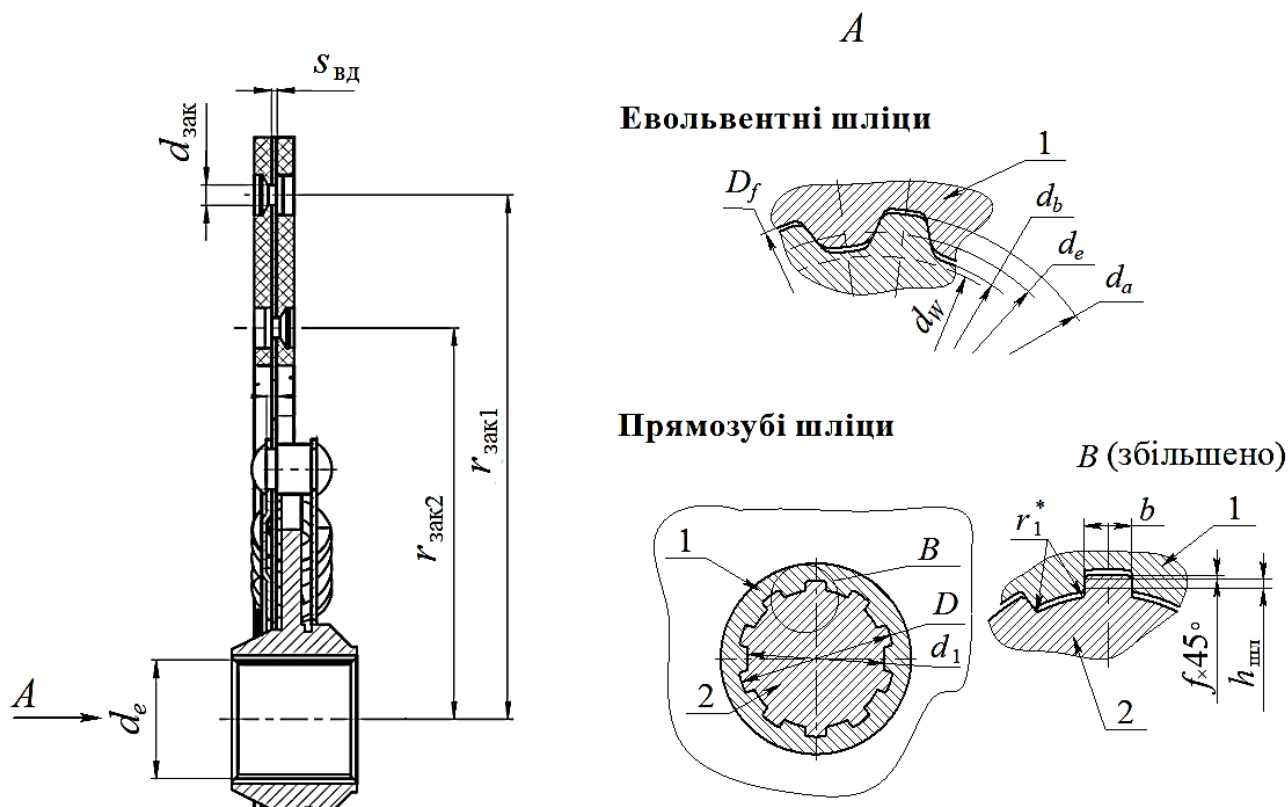


Рис. 2.7. Розрахункова схема веденого диска: 1 – шліцьова втулка маточини веденого диска; 2 – шліцьовий наконечник первинного вала коробки передач

Відповідно до прийнятих припущень, розрахунковий радіус прикладання навантаження до заклепок $r_{зак\ p}$, мм, у разі розташування їх у два ряди визначає вираз

$$r_{зак\ p} = \frac{r_{зак1}^2 \cdot z_{зак1} + r_{зак2}^2 \cdot z_{зак2}}{r_{зак1} \cdot (z_{зак1} + z_{зак2})}, \quad (2.33)$$

де $z_{зак1}$, $z_{зак2}$ – кількість заклепок відповідно у рядах 1 та 2.

Якщо заклепки розташовані в один ряд, то $r_{зак\ p} = r_{зак1}$.

Напруження зрізу заклепки

$$\tau_{ср} = \frac{4000M_c \cdot \gamma}{r_{зак\ p} \cdot \pi \cdot d_{зак}^2}; \quad (2.34)$$

Напруження зминання заклепки

$$\sigma_{см} = \frac{1000M_c \cdot \gamma}{r_{зак\ p} \cdot d_{зак} \cdot s_{ВД}}, \quad (2.35)$$

де $s_{ВД}$ – товщина веденого диска, мм.

Товщина веденого диска $s_{вд}=0,8...2,5$ мм (менші значення відповідають зчепленням легкових автомобілів, більші – вантажних автомобілів).

Для кріплення фрикційних накладок до веденого диска зазвичай застосовують алюмінієві заклепки з допустимим напруженням: $[\tau_{ср}]=15...20$ МПа і $[\sigma_{см}]=20...30$ МПа або з м'якої латуні з допустимим напруженням: $[\tau_{ср}]=18...25$ МПа, $[\sigma_{см}]=25...35$ МПа.

Розрахунок віджимних важелів натискного диску

Віджимні важелі розраховують на вигин у небезпечному перерізі (зазвичай у центрі повороту див. рис. 2.8 переріз А – А):

$$\sigma_{и} = \frac{1,2P_{ном\Sigma} \cdot e}{z_p \cdot W_{и(x-x)}}, \quad (2.44)$$

де z_p – кількість віджимних важелів;

e – величина короткого плеча віджимного важеля, мм;

$W_{и(x-x)}$ – осьовий момент опору небезпечного перерізу віджимного важеля, мм³.

Величина короткого плеча віджимного важеля вибирається конструктивно та відповідає діапазону 14...22 мм. Передатне число віджимних важелів відповідає діапазону $u_{op}=3,5...5,5$ тому значення довгого плеча важеля визначено як $f=u_{op} \cdot e$.

Значення осьового моменту опору W_{x-x} , мм³, небезпечного перерізу віджимного важеля розраховується за формулою

$$W_{x-x} = \frac{b_p \cdot (a_p^3 - d_p^3)}{6a_p}, \quad (2.45)$$

де a_p, b_p – габаритні розміри небезпечного перерізу, мм;

d_p – діаметр отвору під підшипник важеля.

Діаметр отвору під підшипник важеля визначається за аналогом або розраховується за емпіричною залежністю

$$d_p = 0,22 \cdot \sqrt{\frac{P_{ном\Sigma}}{z_p}}. \quad (2.46)$$

Габаритні розміри небезпечного перерізу важеля визначають за залежностями: $a_p=2d_p$ і $b_p=0,84d_p$.

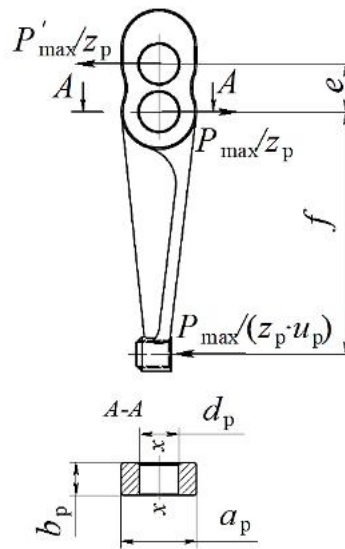


Рис. 2.8. Розрахункова схема віджимного важеля натискного диску

Міцність важеля є достатньою, якщо напруження в небезпечному перерізі не перевищує допустимих значень $[\sigma_{\text{и}}]$. Для сталей можна прийняти $[\sigma_{\text{и}}]=140\div 160$ МПа, для ковких чавунів - $[\sigma_{\text{и}}]=60\div 80$ МПа.

Вижимний підшипник зчеплення

Параметри вижимного підшипника вибирається з таблиці 2.3 з його статичної вантажопідйомності Q :

$$Q = \frac{1,2P_{\text{ном}\Sigma}}{u_{\text{ор}}} \leq [Q], \quad (2.47)$$

де $u_{\text{ор}}=f/e$ – передатне число віджимного важеля.

$[Q]$ – допустиме статичне навантаження підшипника.

Для діафрагмових пружин у формулі (2.47) замість $u_{\text{ор}}$ підставляють величину $u_{\text{лп}}$, розраховану залежно від способу встановлення пружини за формулами (2.26) або (2.27).

Таблиця 2.3 – Параметри вижимних підшипників

Параметри	Види (типи) підшипників					
	260708	986711	688811	588911	688911	9588214
$[Q]$, кН	7,85	9,81	24,5	34,3	34,3	112,8
$n_{e \text{ max}}$, об/хв	1000	7500	4000	4000	4000	2500
Зовнішній діаметр, мм	70	90	90	84,4	81,5	105
Внутрішній діаметр, мм	40	55	55	52,4	52,4	70
Ширина, мм	18	23	21	20,8	20,7	21,5

2.3 Технічні вимоги до деталей зчеплення та матеріали для їх виготовлення

Натискний (і проміжний) диск відливаються із сірого чавуну марок СЧ21 або СЧ24. Робочі поверхні тертя піддаються токарній обробці з наступним шліфуванням до забезпечення висоти нерівностей не більше 0,5...1,6 мкм. Не площинність поверхонь тертя трохи більше 0,05...0,1 мм. Диски фосфатують або фарбують та балансують. Допустимий дисбаланс 10...50 Н·м.

Кожух зчеплення зазвичай штамнують з вуглецевої конструкційної сталі типу 08кп з листа завтовшки 2...7 мм. Не площинність і не паралельність поверхонь не перевищують відповідно 0,2 ... 0,5 і 0,1 ... 0,2 мм.

Віджимні важелі штамнують зі сталі типу 08КП з ціануванням на глибину 0,3...0,5 мм і загартуванням до 56...62 HRC. Ковані віджимні важелі виготовляють із сталей 40...50. Поверхня важеля, що контактує з вичавним підшипником, піддається загартуванню ТВЧ на глибину 1,0 ... 1,5 мм.

Зчеплення в зборі піддається статичному балансуванню. Максимальний дисбаланс визначається діапазоном 0,35 – 0,70 г·м.

Маточину веденого диска виготовляють із сталі марок 40 або 40Х. Твердість робочих поверхонь фланця маточини забезпечують до 70 HRC. Центрування шліців втулки маточини виконують по діаметру западин зубців. Перпендикулярність осі втулки та привалочної поверхні фланця 0,2...0,3 мм. **Диск-тримач** накладок виготовляють із вуглецевих сталей 45, 65Р, 70 та інших з листа товщиною 1,0...2,5 мм. Твердість готової деталі 35...48 HRC забезпечують загартуванням в олії з наступною відпусткою. Диск піддається фосфатації. Неплощинність диска-тримача не повинна перевищувати 0,4...0,5 мм під навантаженням 20...50 Н. **Фрикційні накладки** виготовляють з асбофрикційних матеріалів з наповнювачем. Кріплення фрикційних накладок до диска-тримача частіше виконують **алюмінієвими, латунними або мідними заклепками**. Ведений диск у зборі балансують установкою важків. Значення допустимого дисбалансу 0,35 г·м.

Діафрагмові пружини виготовляють вирубкою з холоднотягнутих каліброваних листів зі сталей 65Г, 85Г або 50ХГФА з наступним (за потреби) шліфуванням з обох сторін. Загартування та

відпуск пружини проводять разом з формоутворенням. Твердість поверхні пружини 42...48 HRC. Зміцнення поверхні дробоструминною обробкою.

Покриття пружини – фосфатування з промаслюванням.

2.4 Розрахунок показників зносостійкості зчеплення

До показників зносостійкості або навантаженості зчеплення відносяться тиск на фрикційні накладки q , питома робота буксування a_6 та підвищення середньої температури ΔT найбільш енергонавантаженого ведучого диска (натискного або проміжного) при рушанні автомобіля з місця.

Величина питомої роботи буксування a_6 , Дж/мм², визначається за залежністю

$$a_6 = \frac{W_\mu}{i_\mu \cdot F_\mu}, \quad (2.48)$$

де W_μ – робота буксування зчеплення при рушанні автомобіля з місця, Дж;

i_μ – кількість поверхонь тертя;

F_μ – площа однієї поверхні тертя, мм².

Збільшення середньої температури ΔT , К, знаходять за формулою

$$\Delta T = \frac{\gamma \cdot W_\mu}{c_T \cdot m_d}, \quad (2.49)$$

де m_d – маса диска (проміжного або натискного), кг;

$c_T=481,5$ Дж/(кг·К) – питома масова теплоємність чавуну;

γ – частка тепла, що йде на нагрівання диска (для проміжного диска дводискового зчеплення та натискного диска однодискового зчеплення $\gamma = 0,5$).

Для практичних розрахунків рекомендується спрощена залежність визначення роботи буксування зчеплення:

$$W_\mu = \frac{0,5 I_a \cdot \omega_0^2}{1 - M_\psi / M_{e\max}}, \quad (2.50)$$

де M_ψ – момент опору руху автомобіля, наведений до первинного вала коробки передач, Н·м;

I_a – момент інерції умовного маховика на первинному валу коробки передач, еквівалентний масі автомобіля, що поступово рухається, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

ω_0 – кутова швидкість колінчастого вала двигуна при русанні автомобіля з місця, $1/\text{с}$.

Момент опору руху автомобіля, наведений до первинного вала коробки передач, визначається за залежністю

$$M_\psi = \frac{G_a \cdot \psi \cdot r_d}{u_0 \cdot u_k}, \quad (2.51)$$

де G_a – сила тяжіння автомобіля (або автопоїзда) повної маси, Н ;

r_d – динамічний радіус ведучого колеса, м ;

u_0 і u_k – відповідно передатні числа головної передачі та коробки передач;

ψ – сумарний коефіцієнт опору дороги.

Для легкових автомобілів розрахунок (2.51) ведеться для русання автомобіля на першій передачі при $\psi = 0,02$ і $0,16$, а для вантажних - як для русання на першій ($\psi = 0,02$ і $0,16$), так і на другій ($\psi = 0,02$) передачах. За наявності дільника в коробці передач розрахунок ведеться при русанні на другій передачі і нижчій передачі дільника.

Значення кутової швидкості колінчастого вала при русанні автомобіля приймається:

– для дизелів – $\omega_0 = 0,75\omega_N$;

– для двигунів з іскровим запалюванням – $\omega_0 = 1/3\omega_M + 50\pi$,

де ω_N і ω_M – відповідно кутові швидкості колінчастого вала двигуна при N_{emax} і M_{emax} .

Момент інерції умовного маховика на первинному валу коробки передач, еквівалентного масі автомобіля, що поступово рухається, розраховується за формулою

$$I_a = \frac{G_a}{g} \cdot \left(\frac{r_k}{u_0 \cdot u_k} \right)^2, \quad (2.52)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

r_k – радіус кочення колеса.

Вважається, що r_k і r_d рівні та відповідають даним шини колеса. Маса диска – $m_{нд}$ в (2.49) визначається приблизно

$$m_{нд} = \frac{\pi \cdot (D_n^2 - d_n^2)}{4} \cdot b_{дн} \cdot \rho_{ч} \cdot k_{мд}, \quad (2.53)$$

де $\rho_{ч}=7,8 \cdot 10^{-6}$ кг/мм³ – густина матеріалу натискного диска (чавуну);
 $k_{мд}$ – емпіричний коефіцієнт врахування конструкції диску.

Для зчеплень з діафрагмовою пружиною $k_{мд}=1,35$, з циліндричними пружинами – $k_{мд}=1,5$.

Величина ΔT не повинна перевищувати 10 К для автомобілів без причепа та 20 К для автопоїзда. Абсолютні значення параметрів q , a_6 не регламентуються і визначаються для порівняння проекрованої конструкції з найближчим аналогом (табл. 2.2).

2.5 Визначення параметрів привода

На сучасних автомобілях застосовуються гідравлічні та механічні приводи керування зчепленням (рис. 2.10). Мета розрахунку привода є визначення параметрів привода, які забезпечують значення зусилля на педалі $P_{педмах}$ та її ходу $l_{педмах}$ при вимкненому зчепленні, що відповідають ергономічним вимогам. Для зниження зусилля на педалі або скорочення її ходу у привод можуть вбудовуватися пневматичні, вакуумні або електричні підсилювачі (на рис. 2.10 не вказано).

При вимиканні зчеплення водій відводить натискної диск від веденого і при цьому здійснює роботу W_v , яка визначається за наближеною залежністю:

$$W_v \cong \frac{W_{уп}}{\eta_{п}} = \frac{(P_{ном} + P_{вим}) \cdot z_{пр} \cdot s_d}{2\eta_{п}}; \quad (2.54)$$

де $W_{уп}$ – робота, необхідна для відведення натискного диска при вимкненні зчеплення;

$\eta_{п}=0,85$ – ККД привода керування зчепленням

$P_{ном}$ та $P_{вим}$ – зусилля натискної пружини відповідно при включеному та вимкненому зчепленні;

$z_{пр}$ – кількість пружин;

s_d – хід натискного диска, м.

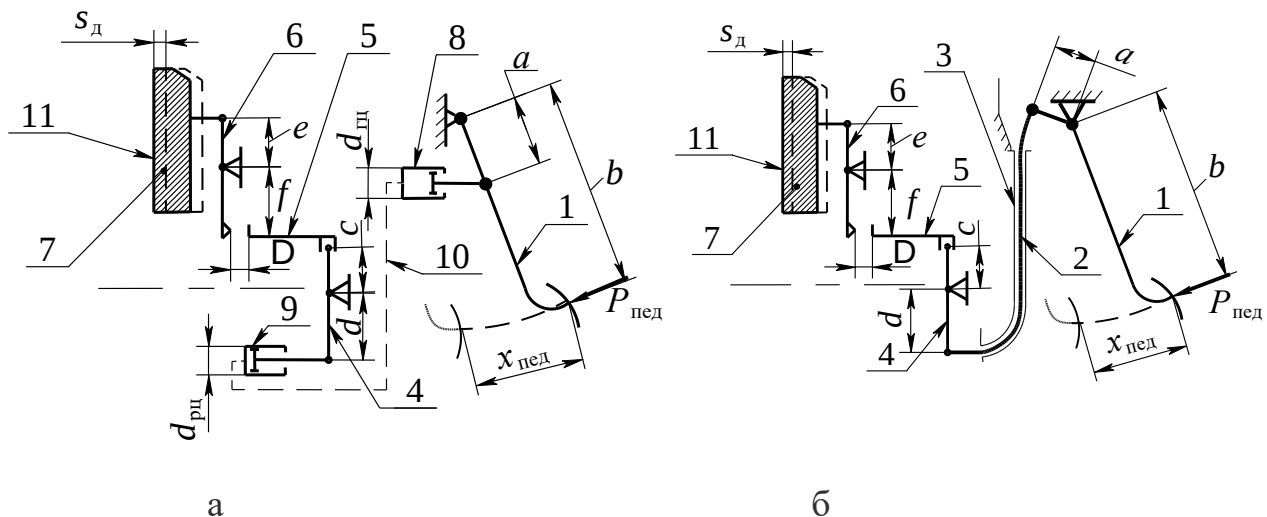


Рис. 2.10. Схема привода керування зчепленням:

а - механічного (тросового) привода ; б - гідравлічного привода:

- 1 - педаль ; 2 – трос; 3 – кожух троса; 4 – вилка; 5 – муфта вимикання; 6 – віджимний важіль; 7 – натискний диск;
8 – головний циліндр; 9 – робочий циліндр; 10 - гідравлічний трубопровод; 11 – положення натискного диска при увімкненому зчепленні

Значення зусилля $P_{\text{вим}}$ діафрагмової натискної пружини відповідає характеристиці на рисунку 2.4, а циліндричної натискної пружини $P_{\text{вим}} = P_{\text{max}}$ (див. рис. 2.2).

Привод керування зчепленням відповідає ергономічним вимогам, якщо виконується умова

$$W_B \leq [W_B], \quad (2.55)$$

де $[W_B]$ – допустиме значення роботи, що здійснює водій при вимиканні зчеплення (для легкових автомобілів $[W_B] = 23$ Дж; для вантажних автомобілів та автобусів $[W_B] = 30$ Дж).

Якщо умова (2.55) не виконується, необхідно застосовувати у приводі підсилювач з коефіцієнтом підсилювання

$$k_y > \frac{W_B}{[W_B]}. \quad (2.56)$$

Передатне число $u_{\text{п}}$ механічного привода визначається за формулою

$$u_{\Pi} = \frac{b}{a} \cdot \frac{d}{c} \cdot u_{\text{оп}}, \quad (2.57)$$

а гідравлічного привода

$$u_{\Pi} = \frac{b}{a} \cdot \frac{d}{c} \cdot u_{\text{оп}} \cdot u_{\Gamma}, \quad (2.58)$$

де a, b, c, d – розміри важелів привода;

$u_{\text{оп}}$ – передатне число віджимного важеля (для діафрагмової пружини передатне число пелюсток $u_{\text{лп}}$, відповідно до (2.26 або 2.27));

$u_{\Gamma} = (d_{\text{рц}}/d_{\text{гц}})^2$ – передатне число гідравлічної частини привода ($d_{\text{рц}}, d_{\text{гц}}$ – відповідно діаметри робочого (виконавчого) та головного (керуючого) циліндрів привода).

При виборі параметрів привода слід орієнтуватися на значення параметрів зчеплень аналогів. Значення величини зазору Δ (холостого ходу муфти вимкнення), значення передатного числа важелів вимкнення $u_{\text{оп}}=e/f$ або пелюсток діафрагмової пружини $u_{\text{лп}}$, передатного числа вилки вимкнення наведено у таблиці 2.2. Діаметри робочого $d_{\text{рц}}$ та головного циліндрів привода $d_{\text{гц}}$ повинні вибиратися з ряду: 17, 19, 22, 25, 29, 32 мм. При цьому передатне число гідравлічної частини привода з метою уніфікації деталей циліндрів по можливості має дорівнювати 1. Передатне число педалі зчеплення відповідає діапазону 3,5...5. Зазвичай довжина більшого плеча педалі зчеплення b складає 230 мм...300 мм, а довжина більшого плеча d вилки вимкнення – 100 мм...130 мм.

Максимальне зусилля на педалі зчеплення різних схем привода (рис. 2.10) визначається залежністю

$$P_{\text{педмах}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot z_{\text{пр}}}{\eta_{\Pi} \cdot k_y \cdot u_{\Pi}}, \quad (2.59)$$

де u_{Π} – передатне число привода.

Максимальний хід педалі зчеплення обчислюється за формулою

$$l_{\text{педмах}} = s_{\text{д}} \cdot u_{\Pi} \cdot \left(1 + \frac{\Delta}{s_{\text{д}}} \cdot \frac{1}{u_{\text{оп}}} \right), \quad (2.60)$$

де Δ – зазор між вижимним підшипником та віджимними важелями (або пелюстками діафрагмової пружини).

У зчепленнях легкових автомобілів все частіше застосовують муфти вимкнення, в яких вижимний підшипник постійно притискається з невеликим зусиллям до пелюсток діафрагмової пружини або віджимних важелів. Внаслідок відсутності зазору Δ зменшується хід педалі (2.60) так, як Δ дорівнює нулю. У такому разі при зносі фрикційних накладок віджимні важелі (або пелюстки пружини), повертаючись, змінюють положення педалі у включеному стані зчеплення. Тому в такому приводі зчеплення (або в конструкції зчеплення) повинен бути пристрій компенсації зносу фрикційних накладок для збереження положення педалі зчеплення.

Значення зусилля на педалі $P_{\text{педmax}}$ та її ходу $l_{\text{педmax}}$ при вимкненому зчепленні повинні бути за менше ніж регламентовані ергономічні значення:

- $[P_{\text{пед}}]=150 \text{ Н}$; $[l_{\text{пед}}]=150 \text{ мм}$ – легкові автомобілі;
- $[P_{\text{пед}}]=250 \text{ Н}$, $[l_{\text{пед}}]=190 \text{ мм}$ – вантажні автомобілі та автобуси.

Кінематична схема привода зчеплення наводиться в пояснювальній записці.

Конструкція підсилювача зчеплення у цьому курсовому проекті не розробляється.

З МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРОЄКТУВАННЯ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

3.1 Вибір схеми коробки передач

Коробки передач (КП) базових автомобілів в залежності від компонування трансмісії поділяються на двовальні та тривальні. Найчастіше застосовуються схеми тривальних (співвісних) КП. Тривальні КП мають такі переважні якості:

1. Пряма передача здійснюється безпосереднім з'єднанням первинного та вторинного валів без участі зубчастого зачеплення, що підвищує ККД трансмісії та знижує шум КП.

2. Можливість забезпечення щодо великого передатного числа нижчої передачі $u_{\text{кн}}=7\ldots 9$, оскільки передача потужності здійснюється двома парами зубчастих коліс.

Недоліком тривальних КП є зниження ККД на проміжних передачах до величини 0,96-0,97 та наявність проміжного вала.

Двовальні (не співвісні) КП мають такі переважні якості:

1. Зручність та простота компонування трансмісії при розташуванні силового агрегату над ведучою віссю.

2. Відносно високий ККД на проміжних передачах – 0,986.

До недоліків двовальних не співвісних КП можна віднести:

1. Відсутність прямої передачі, тобто, передача з вала на вал завжди відбувається через зубчате зачеплення, чим обумовлено постійне навантаження шестерень та підшипників на всіх передачах.

2. Обмежена можливість збільшення передатного числа на нижчій передачі $u_{\text{кн}}=4 - 4,5$, оскільки останнє формується однією парою зубчастих коліс.

Більшість схем тривальних співвісних КП мають ідентичне розташування шестерень та синхронізаторів по довжині коробки (рис. 3.1а, б, в та рис. 3.2). Визнано раціональним розташовувати ведені шестірні вищих передач ближче до передньої опори вторинного вала, а нижчих - ближче до задньої опори. При цьому забезпечуються технологічність складання та рівномірне навантаження вторинного та проміжного валів, оскільки ряд пар шестерень при зростанні колової сили наближаються до задніх опор валів. У ряді випадків, щоб уникнути перевантаження задніх опор валів, ближче до опори ставлять не ряд 1-ї передачі, а ряд заднього ходу. Синхронізатори розташовують на вторинному валу, що конструктивно простіше. Інше компонування

синхронізаторів пов'язане із прагненням зменшити або довжину КП, або приведений момент інерції.

Двовальні коробки передач застосовуються на легкових автомобілях як при повздовжній (рис. 3.1г, д) так і при поперечній компоновці двигуна (рис. 3.1е, ж). У ряді конструкцій двовальних коробок передач синхронізатори одночасно встановлені як на первинному, так і на вторинному валу, що дає можливість трохи скоротити довжину коробки передач (рис. 3.1ж).

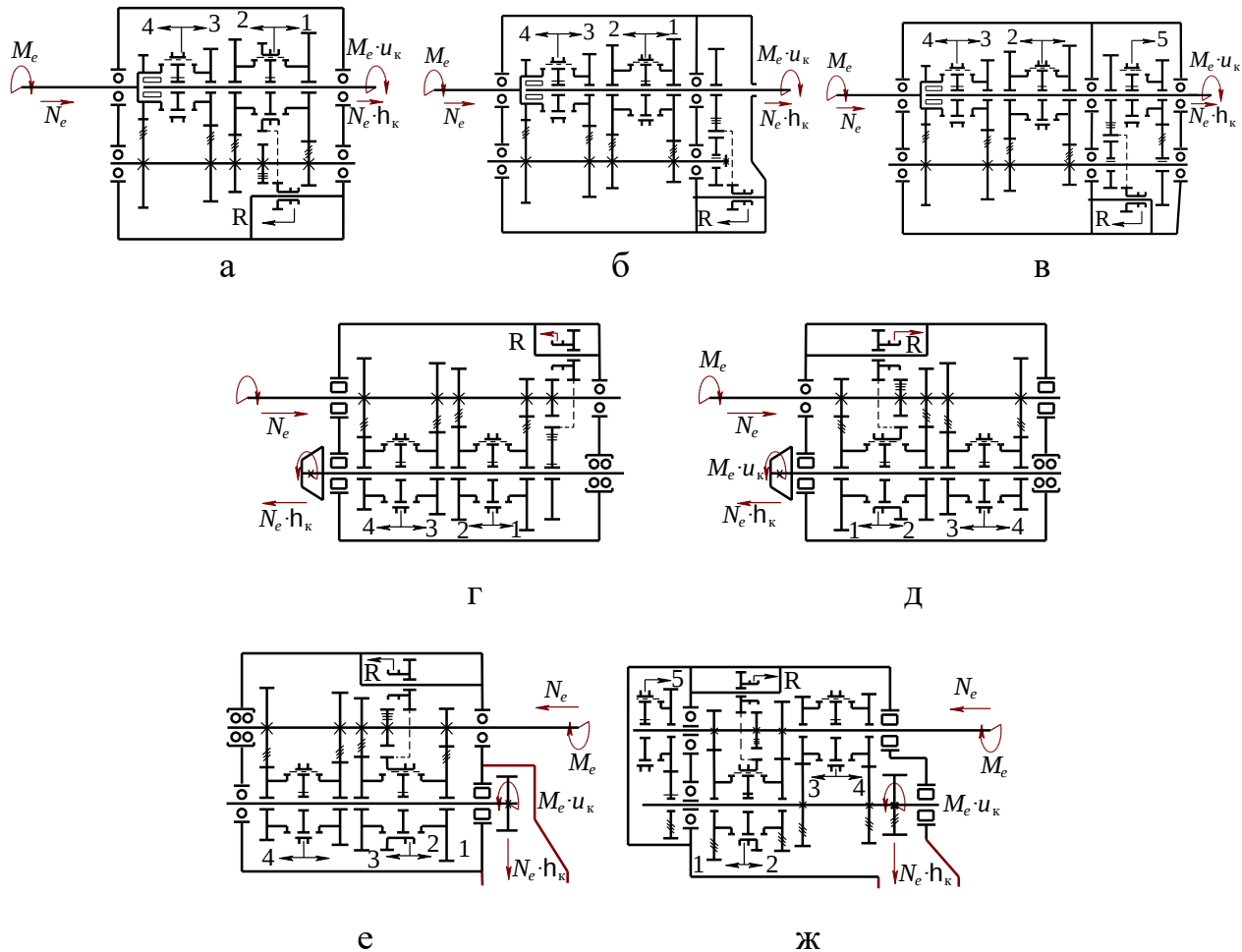


Рис. 3.1. Схеми коробок передач легкових автомобілів:

1, 2, 3, 4, 5 – номери передач переднього ходу; R – передача заднього ходу; N_e , M_e – потужність та крутний момент двигуна; u_k – передатне число КП; η_k – коефіцієнт корисної дії КП

В коробках передач легкових автомобілів передача заднього ходу створюється за допомогою паразитного колеса з одним зубчастим вінцем (рис. 3.1), який знаходиться в зачепленні одразу з шестернею на проміжному валу та зубчастим колесом вторинного вала. При цьому зуби паразитного колеса піддаються несприятливому знакове змінному

симетричному циклу напружень вигину. Для покращення роботи зубців паразитного колеса передачі заднього ходу, в коробках передач вантажних автомобілів його створюють у вигляді блоку паразитних шестерень з двома зубчатими вінцями, один з яких має зачеплення з шестернею проміжного вала, а другий з колесом вторинного вала (рис. 3.2а, в, г, д, е). При вмиканні передачі рухомим зубчастим колесом (передачі заднього ходу рис. 3.1 і 3.2в, перша та друга передачі рис. 3.2а) його зубці схильні до підвищеного торцевого зносу. Тому краще проектувати передачі переднього ходу з шестернями з постійним зачепленням (рис. 3.1, рис. 3.2б, г, д, е).

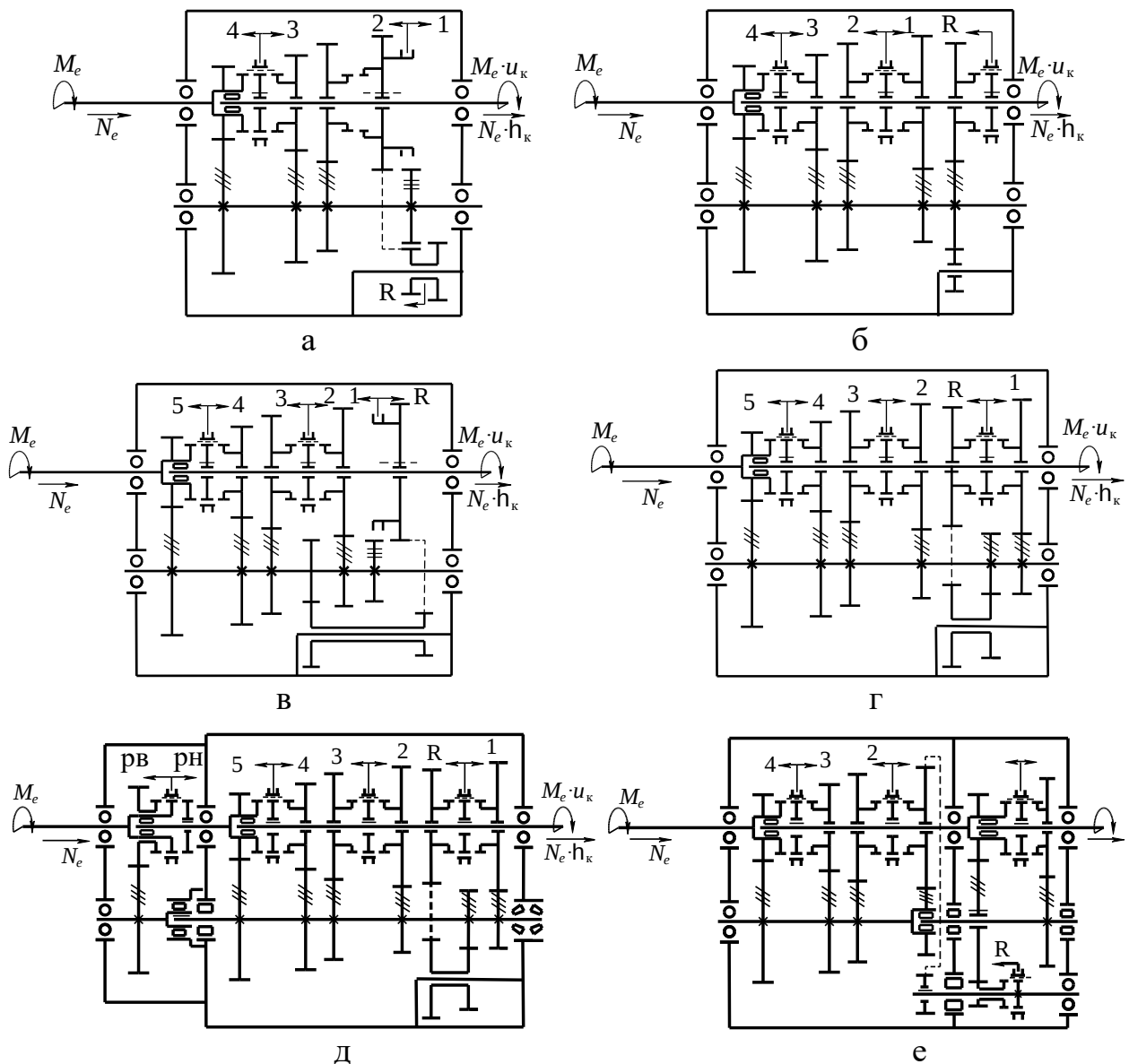


Рис. 3.2. Схеми коробок передач вантажних автомобілів:
рв, рн – відповідно вища та нижча передачі додаткового редуктора;
решта позначень див. рис. 3.1

Для автомобілів-тягачів застосовуються схеми співвісних багатоступеневих КП з додатковим редуктором (багатовальні КП). Виділяють два основні варіанти: з додатковим редуктором розташованим попереду базової КП (рис. 3.2д) та з додатковим редуктором позаду базової КП (рис. 3.2е). Перший схемі властивий високий рівень уніфікації базової коробки з коробкою без додаткового редуктора, але її міжосьова відстань збільшена. Таку схему раціонально застосовувати для покращення уніфікації коробок передач автомобіля тягача і самоскида побудованих на уніфікованих шасі.

3.2 Функціональний розрахунок коробки передач

Вихідні дані для функціонального розрахунку коробки передач визначаються в тяговому розрахунку автомобіля:

- максимальний крутний момент двигуна $M_{e \max}$;
- частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальному моменті n_M ;
- тип коробки передач (двовальна або тривальна);
- кількість передач та їх передатні числа.

Міжосьова відстань коробки передач визначається в першому наближенні за величиною максимального крутного моменту двигуна $M_{e \max}$

$$a_{\omega} = k \cdot \sqrt[3]{M_{e \max}}, \quad (3.1)$$

де k – емпіричний коефіцієнт.

Значення коефіцієнту k приймають в залежності від виду автомобіля

$$k = \begin{cases} 14,5 \dots 16 & \text{для легкових автомобілів;} \\ 17 \dots 19,5 & \text{для вантажних автомобілів та автобусів з БД;} \\ 20,5 \dots 21,5 & \text{для вантажних автомобілів та автобусів з ДД.} \end{cases}$$

Значення **нормальних модулів** m_n зубчатих коліс нормуються стандартом та обираються за величиною максимального моменту, що підводиться до коробки передач зі рекомендованих значень (див. табл. 3.1). Для уніфікації інструментів та налаштувань обладнання раціонально, якщо це можливо, застосовувати однакові значення модулів для усіх зубчатих зачеплень проекрованої коробки. В коробках передач

вантажних автомобілів колеса нижчих передач мають більший нормальний модуль ніж решта передач на 0,25 мм, 0,5 мм, 0,75 мм.

Таблиця 3.1 – Модулі зубчатих коліс коробок передач

$M_{\text{max}}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$m_n, \text{мм}$
50...110	2; 2,25; 2,5; 2,75
110...200	2,75; 3,0
200...300	3,0; 3,5; 3,75; 4,0; 4,25
300...800	3,5 3,75; 4,0; 4,25; 4,5; 5,0
800...1000	4,25; 4,5; 5,0; 6,0

Робоча ширина зубчатих вінців шестерень визначається в долях від міжосьової відстані коробки передач

$$b_i \cong k_b \cdot a_{\omega}, \quad (3.2)$$

де $k_b=0,17 \dots 0,26$ – емпіричний коефіцієнт.

Для орієнтовного визначення сумарної кількості зубців зачеплення для обох типів коробок передач попередньо розраховують **кут нахилу $\beta_{\text{пр}}$** лінії зуба косозубих шестерень за умови забезпечення перекриття у зачепленні. Ступінь перекриття в осьовому перерізі ε_{β} повинна бути $\Rightarrow 1$. Але попередньо значення кута нахилу $\beta_{\text{пр}}$ розраховують за умови $\varepsilon_{\beta}=1$ за формулою

$$\beta_{\text{при}} = \arcsin \left(\frac{\pi \cdot m_{ni}}{b_i} \right). \quad (3.3)$$

Кут нахилу $\beta_{\text{при}}$ лінії зуба визначають для кожної i - ої пари зачеплення. За отриманими значеннями $\beta_{\text{при}}$ розраховують орієнтовне значення сумарної кількості зубців кожної пари зачеплення

$$z_{\Sigma \text{при}} = \frac{2a_{\omega} \cdot \cos \beta_{\text{при}}}{m_{ni}} \quad (3.4)$$

Величини $z_{\Sigma \text{при}}$, розраховані за формулою (3.4), округляють до цілих значень $z_{\Sigma i}$. Сумарна кількість зубців зачеплення двовальній коробки передач повинно відповідати значенню $z_{\Sigma i}=54 \pm 8$, для тривальних коробок передач легкових автомобілів $z_{\Sigma i}=48 \pm 5$, вантажних автомобілів – $z_{\Sigma i}=68 \pm 10$.

За отриманим значеннями $z_{\Sigma i}$ уточнюють значення кутів нахилу β_i лінії зуба для кожної i - ої пари зачеплення

$$\beta_i = \arccos \left(\frac{m_{ni} \cdot z_{\Sigma i}}{2a_{\omega}} \right). \quad (3.5)$$

У випадку двовальної коробки передач $z_{\Sigma пр1}$ та $\beta_{пр1}$ не розраховують. Для першої передачі таких коробок одразу розраховують сумарна кількість зубців зачеплення першої передачі $z_{\Sigma 1}$ за формулою (3.8) та β_1 за формулою (3.5). Значення кута нахилу лінії зуба повинно відповідати рекомендованому діапазону:

$$\beta = \begin{cases} 22 - 34^\circ & \text{- двох вальні КП легкових автомобілів;} \\ 20 - 35^\circ & \text{- трьох вальні КП легкових автомобілів;} \\ 18 - 26^\circ & \text{- КП вантажних автомобілів та автобусів.} \end{cases}$$

Уточнюють ступінь перекриття в осьовому перерізі $\varepsilon_{\beta i}$ кожного зачеплення, відповідно отриманим за формулою (3.5) значеннями β_i .

$$\varepsilon_{\beta i} = \frac{b_i \cdot \sin \beta_i}{\pi \cdot m_{ni}}. \quad (3.6)$$

Значення ступеню перекриття в осьовому перерізі ε_{β} кожного зачеплення повинно перевищувати 1. Якщо значення кута β або ступеню перекриття ε_{β} , не відповідають рекомендаціям, треба зміною значення емпіричного коефіцієнту k_b , нормального модулю m_{ni} , або кількості зубців $z_{\Sigma i}$ забезпечити задовільні значення β та ε_{β} у даному зачепленні.

Вибір кількості зубців зубчатих зачеплень передач.

Для двовальних КП (легкові автомобілі)

Для забезпечення мінімальних розмірів коробки передач кількість зубців шестерні першої передачі приймають мінімальним з технологічних умов виготовлення, зазвичай $z_{ш1} = z_{\min} = 12 \dots 17$. Розрахункова схема двовальної чотириступеневої коробки передач представлена на рисунку 3.3. Передачу заднього ходу в курсовому проекті не розраховують, а приймають за аналогом, тому шестерні на схемі не показані.

Значення кількості зубців зубчастого колеса першої передачі визначають за формулою (3.7) та округлюють до цілого значення

$$z_{k1} = z_{ш1} \cdot u_{k1} \quad (3.7)$$

Визначають сумарну кількість зубців зачеплення першої передачі

$$z_{\Sigma 1} = z_{ш1} + z_{k1} \quad (3.8)$$

Сумарна кількість зубців зачеплення повинно відповідати значенню $z_{\Sigma 1} = 54 \pm 8$.

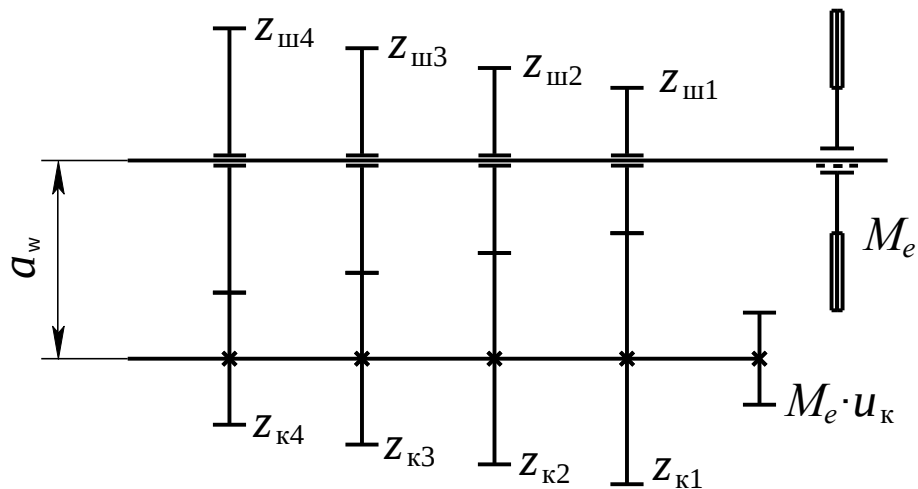


Рис. 3.3. Розрахункова схема двовальної коробки передач:
 $z_{ш1}, z_{ш2}, z_{ш3}, z_{ш4}$ та $z_{к1}, z_{к2}, z_{к3}, z_{к4}$ кількість зубців шестерні та колеса відповідної передачі

Значення кількості зубців шестерень решти передач

$$z_{ш2} = \frac{z_{\Sigma 2}}{u_{k2} + 1}; z_{ш3} = \frac{z_{\Sigma 3}}{u_{k3} + 1}; z_{ш4} = \frac{z_{\Sigma 4}}{u_{k4} + 1}; z_{ш5} = \frac{z_{\Sigma 5}}{u_{k5} + 1}, \quad (3.9)$$

де $z_{\Sigma 2}, z_{\Sigma 3}, z_{\Sigma 4}, z_{\Sigma 5}$ – сумарна кількість зубців (відповідно 2, 3, 4 та 5 передачі) значення яких отримано після округлення результатів розрахунків за формулою (3.4).

Отримані значення кількості зубців шестерень, за формулою (3.9), округлюють до цілих значень. Значення кількості зубців коліс решти передач визначають за формулами

$$z_{к2} = z_{\Sigma 2} - z_{ш2}; z_{к3} = z_{\Sigma 3} - z_{ш3}; z_{к4} = z_{\Sigma 4} - z_{ш4}; z_{к5} = z_{\Sigma 5} - z_{ш5}. \quad (3.10)$$

Після визначення кількості зубців кожного зачеплення уточнюють значення передатних чисел з урахуванням кількості зубців на шестерні та колесі

$$u_{k1} = \frac{z_{k1}}{z_{ш1}}; u_{k2} = \frac{z_{к2}}{z_{ш2}}; u_{k3} = \frac{z_{к3}}{z_{ш3}}; u_{k4} = \frac{z_{к4}}{z_{ш4}}; u_{k5} = \frac{z_{к5}}{z_{ш5}} . \quad (3.11)$$

Приклад розрахунку наведено у додатку В.

Для тривальних КП

Розрахункова схема тривальної чотириступеневої коробки передач представлена на рисунку 3.4. Передачу заднього ходу в курсовому проєкті не розраховують, а приймають за аналогом, тому шестерні на схемі не показані. Значення кількості зубців шестерні першої передачі обирають з тих же умов, що і для двовальної коробки $z_{ш1}=z_{\min}=12\dots17$. Значення кількості зубців зубчастого колеса першої передачі визначають за формулою

$$z_{к1}=z_{\Sigma 1} - z_{ш1}, \quad (3.12)$$

де $z_{\Sigma 1}$ – сумарна кількість зубців зачеплення першої передачі значення якого отримано після округлення розрахунку за формулою (3.4).

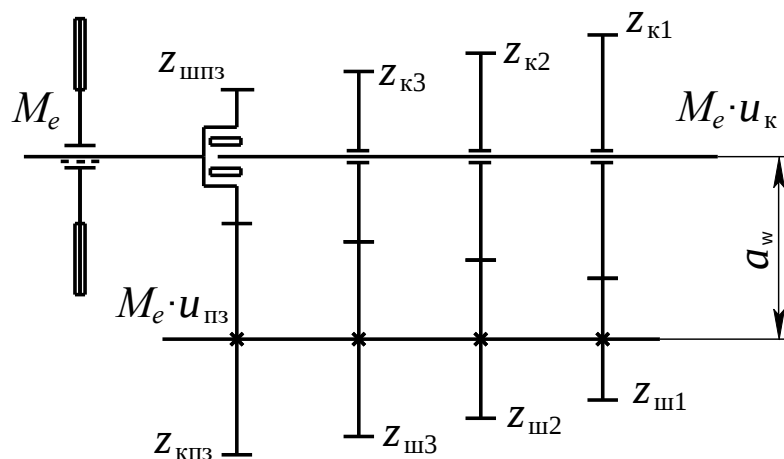


Рис. 3.4. Розрахункова схема тривальної коробки передач:
 $z_{шп3}, z_{кп3}$ – кількість зубців шестерні та колеса постійного зачеплення;
 решта позначення див. рис. 3.3

Для визначення кількості зубців шестерні та колеса постійного зачеплення розраховують передатне число цього зачеплення за формулою

$$u_{пз} = u_{к1} \frac{z_{ш1}}{z_{к1}}, \quad (3.13)$$

Для визначення кількості зубців колеса та шестерні постійного зачеплення треба вирішити систему рівнянь

$$\begin{cases} z_{шпз} + z_{кпз} = z_{\Sigma пз}; \\ \frac{z_{кпз}}{z_{шпз}} = u_{пз}. \end{cases} \quad (3.14)$$

Залежність (3.15) є рішенням системи рівнянь (3.14), за яким визначають кількість зубців колеса постійного зачеплення

$$z_{кпз} = \frac{u_{пз} \cdot z_{\Sigma пз}}{u_{пз} + 1}, \quad (3.15)$$

де $z_{\Sigma пз}$ – сумарна кількість зубців шестерень постійного зачеплення отримане після округлення до цілого розрахованого за формулою (3.4).

Округлюють результат розрахунку за формулою (3.15) до цілого значення та визначають кількість зубців шестерні постійного зачеплення

$$z_{шпз} = z_{\Sigma пз} - z_{кпз}. \quad (3.16)$$

Кількість зубців зачеплення другої передачі визначають зі системи рівнянь

$$\begin{cases} z_{ш2} + z_{к2} = z_{\Sigma 2}; \\ u_{к2} = u_{пз} \cdot \frac{z_{к2}}{z_{ш2}}. \end{cases} \quad (3.17)$$

Залежність (3.18) є рішення системи рівнянь (3.17), за якою визначають кількість зубців шестерні другої передачі

$$z_{ш2} = \frac{u_{пз} \cdot z_{\Sigma 2}}{u_{пз} + u_{к2}}. \quad (3.18)$$

Кількість зубців колеса другої передачі розраховують з урахуванням значення сумарної кількості зубців $z_{\Sigma 2}$, що отримано після округлення результату визначеному за формулою (3.4).

$$z_{k2} = z_{\Sigma 2} - z_{m2}. \quad (19)$$

Кількість зубців зачеплення i -тої передач визначають аналогічно за формулами:

$$\text{- шестерні: } z_{mi} = \frac{u_{пз} \cdot z_{\Sigma}}{u_{пз} + u_{ki}}; \quad (3.20)$$

$$\text{- колеса: } z_{ki} = z_{\Sigma} - z_{mi}, \quad (3.21)$$

де i – порядковий номер передачі в коробки передач

Значення сумарної кількості зубців зачеплення $z_{\Sigma i}$ різних передач можуть відрізнятися друг від друга. Приклад розрахунку наведено у додатку В.

3.3 Розрахунок зубчатих зачеплень коробки передач на міцність та довговічність

Визначення навантаження і розрахунок зубчатих зачеплень коробки передач на міцність та довговічність і решти їх геометричних параметрів, у курсовому проєкті виконується за допомогою програми *Autodesk Inventor*. Для цього створюють новий файл з розширенням «.iam» і у вкладці «*Design*» (Проектування) відкривають «*Spur Gears Component Generator*» (генератор компонентів циліндричного зубчастого зачеплення) та вносять дані з функціонального розрахунку. Вигляд діалогового вікна представлено на рисунку 3.5.

Проектування починають з вибору моделі розрахунку з посібника проектування (*Design Guide*). З запропонованих варіантів треба обрати параметр, який не визначено при функціональному розрахунку – **загальний коефіцієнт зміщення** (*Total Unit Correction*). А значення передатного числа (*Desired Gear Ratio*), модуля m_n (*Module*), кількості зубців z (*Number of Teeth*), міжосьової відстані a_w (*Center Distance*), кута профілю α (*Pressure Angle*), кута нахилу зуба β (*Helix Angle*) та ширини зубчастого вінця b (*Facewidth*) треба внести у відповідні комірки. Слід зазначити, що значення передатного числа зачеплення краще внести як відношення чисел зубців. Для шестерень проміжного вала тривальної коробки передач і для первинного вала двовальної коробки передач, напрям кута нахилу зуба обирають «праве» (*Right*), а для первинного вала та вторинного вала тривальної коробки передач – «ліве» (*Left*).

Слід зазначити, що при розрахунку зубчастого зачеплення треба будувати шестерню (зубчате колесо 1) (Gear 1) та ведене колесо «зубчате колесо 2» (Gear 2) як «компонент» (Component).

З запропонованих варіантів коефіцієнту зміщення (Unit Corrections Guide) вибрати «користувальницький» (User).

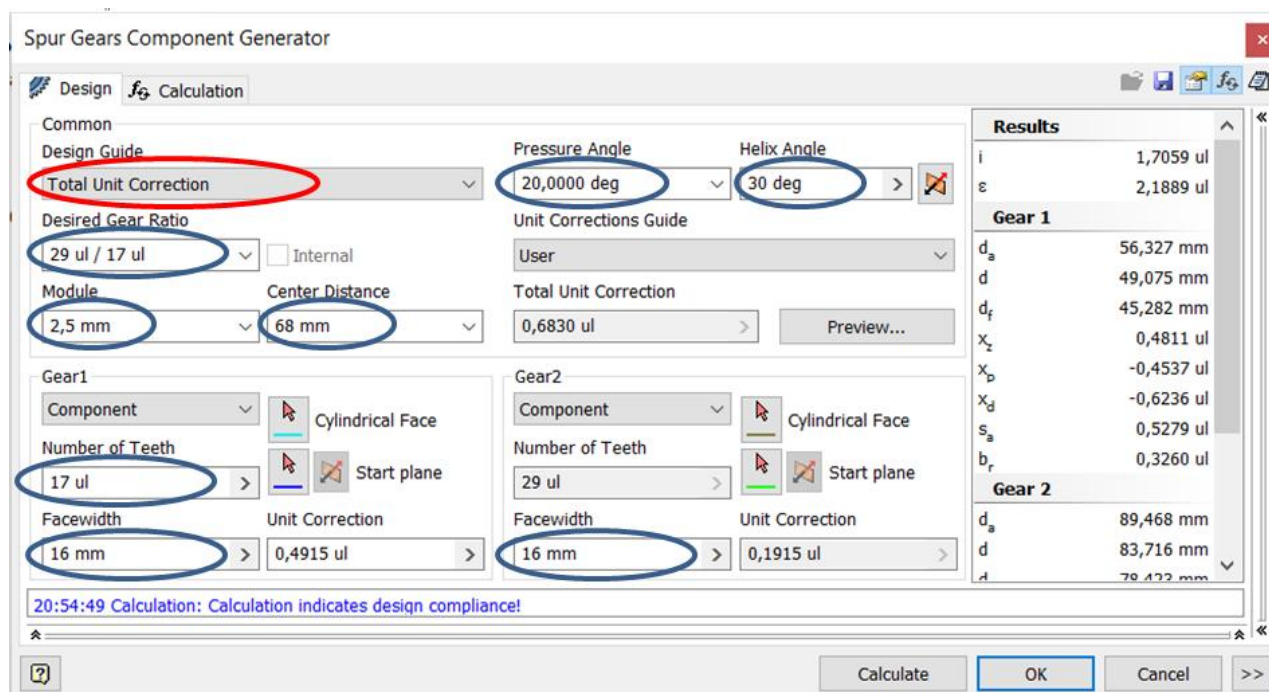


Рис. 3.5. Діалогове вікно програми Autodesk Inventor для проєктування зубчастого зачеплення

Після натискання на кнопку «Розрахувати» (Calculate) внизу діалогового вікна висвітлюється повідомлення блакитного кольору про успішне рішення. Цифрові значення результатів рішення відображені у полі праворуч.

Якщо які-небудь параметри функціонального розрахунку не вірні або внесені помилково, то рішення не відбувається, про що свідчить повідомлення червоного кольору (рис. 3.6).

Якщо після розрахунку загального коефіцієнту зміщення внизу вікна з'явилась рекомендація (блакитного кольору) по проєктуванню зачеплення (рис. 3.7), то треба змінити значення коефіцієнта зміщення для зубчастого колеса 1. У випадку рекомендації, як показано на рисунку 3.7, треба збільшити значення коефіцієнта зміщення до 0,4815, тому що $x_z = 0,4811$ (див. «Результати – Зубчате колесо 1» на рисунку 3.7).

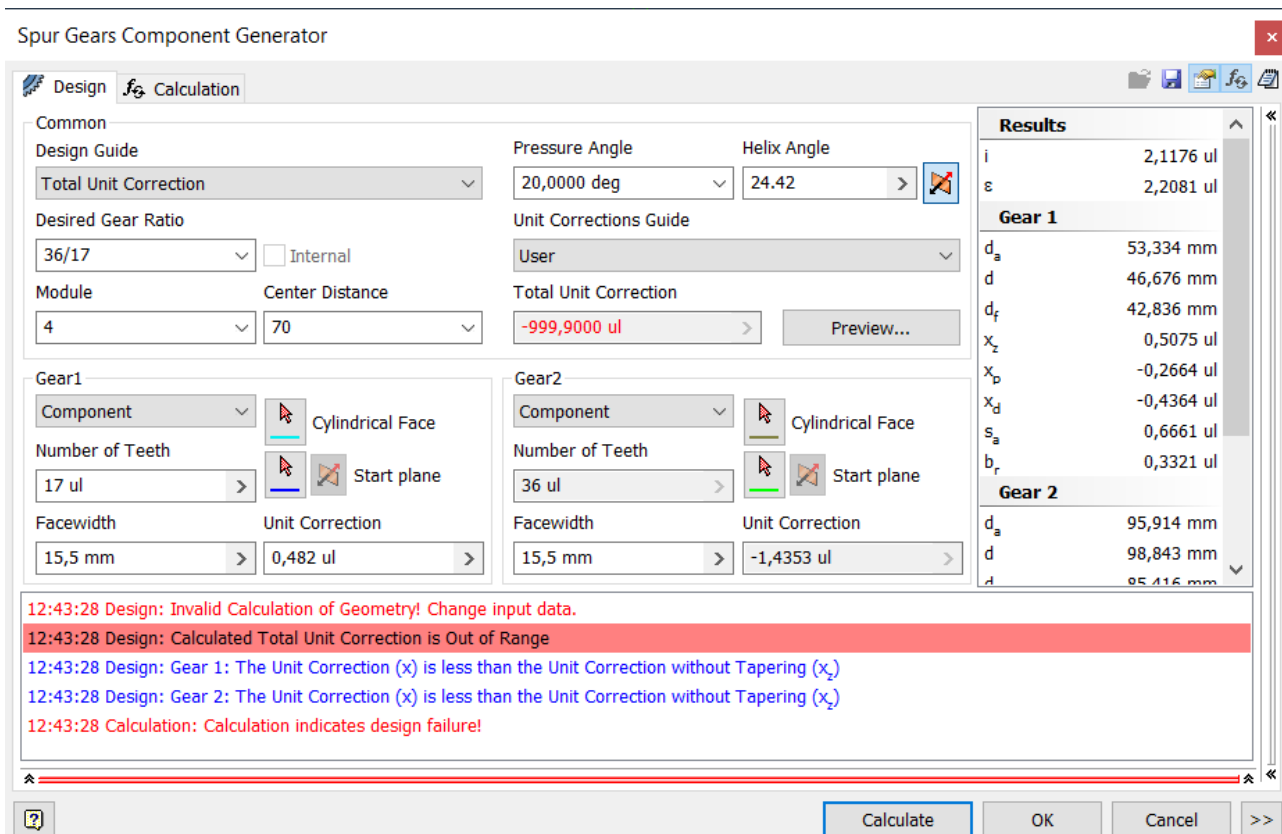


Рис. 3.6. Діалогове вікно програми Autodesk Inventor при збої розрахунку

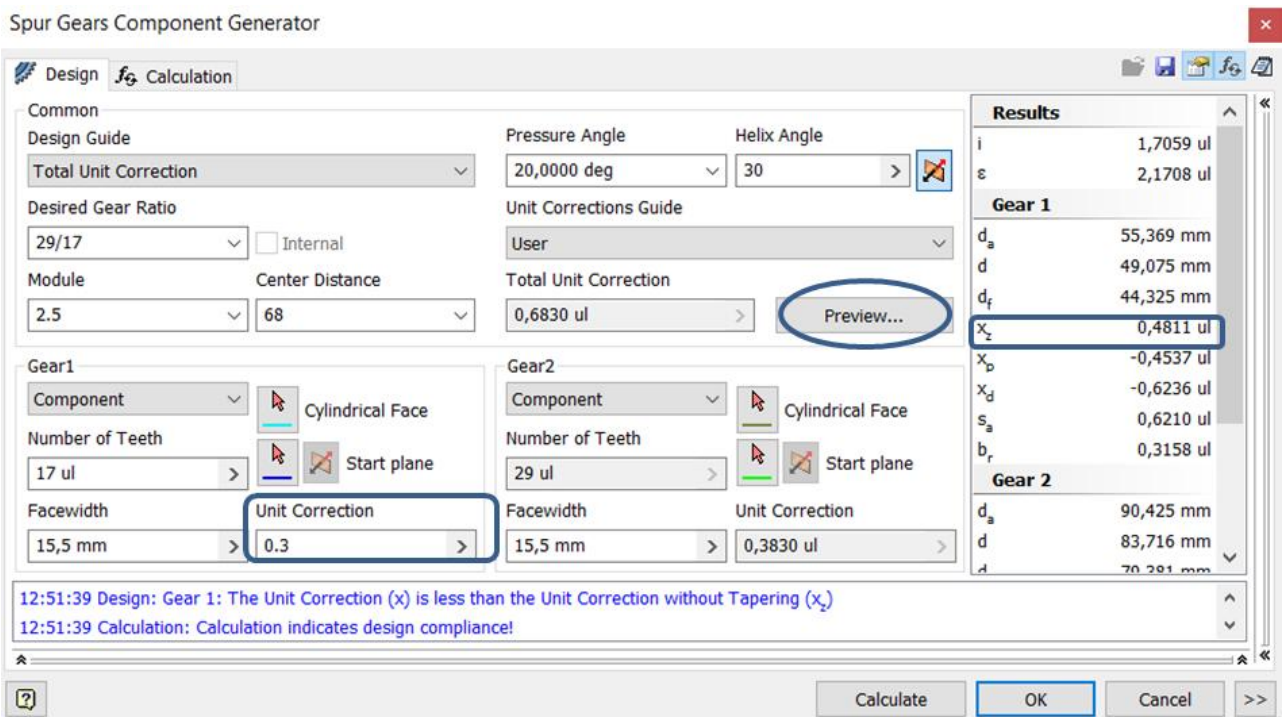


Рис. 3.7. Діалогове вікно програми Autodesk Inventor з рекомендаціями для покращення зачеплення

При цьому відбувається коректне проектування зубчастого зачеплення (рис. 3.5). Для перегляду геометрії спроектованого зубчастого зачеплення треба натиснути кнопку «Перегляд» (*Preview*). На вкладці «Зачеплення зубців» (*Teeth mesh*) у вікні «Перегляд» є змога подивитися та оцінити кінематичний процес обертання зубчатих коліс.

Після створення моделі зубчастого зачеплення виконують розрахунок на міцність і довговічність (*Calculation*) (див. рис. 3.8). Для розрахунку у програму треба внести значення:

- параметрів навантаження шестерень: потужність N_z (*Power P*), частота обертання шестерні n_z (*Speed n*);

- характеристики матеріалів шестерень: границя втоми при згині σ_{Flim} (*Bending Fatigue Limit*), границя контактної втоми σ_{Hlim} (*Contact Fatigue Limit*), модуль пружності E (*Modulus of Elasticity*), коефіцієнт Пуассона μ (*Poisson's Ratio*), вид термообробки (*Heat Treatment*).

Навантаження визначають за потужністю яка передається зубчатим зачепленням N_z (у *Inventor* «*P*») та частотою обертання n_z (швидкістю). Потужність N_z , яка підводиться до шестерень (у *Inventor* – «зубчастого колеса 1») коробки передач визначають за формулою

$$N_z = \begin{cases} M_{e_{max}} \cdot n_M / 9550 - \text{шестерні на первинному валу}; \\ M_{e_{max}} \cdot u_{пз} \cdot n_M \cdot \eta_z / 9550 - \text{шестерні на проміжному валу}, \end{cases} \quad (3.22)$$

де $M_{e_{max}}$ – максимальний крутний момент на колінчастому валу двигуна;

n_M – частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальному моменті.

$u_{пз}$ – передатне число зубчастих коліс привода проміжного вала.

$\eta_z=0,98$ – коефіцієнт корисної дії зубчастого зачеплення привода проміжного вала.

Частота обертання шестерні на первинному валу $n_z=n_M$. Для тривальних коробок передач частота обертання шестерні проміжного вала

$$n_z = n_M / u_{пз}. \quad (3.23)$$

За цими параметрами автоматично розраховується значення крутного моменту (у *Inventor* «*T*»), що діє на зубчастому колесі та значення відповідних сил, що виникають у зачепленні (колова F_t , радіальна F_r , осьова F_a) та коефіцієнти запасу для обох коліс зубчастого зачеплення (рис. 3.8).

Spur Gears Component Generator

Design **Calculation**

Method of Strength Calculation: ISO 6336:1996

Loads

	Gear 1	Gear 2
Power	P 38,8 kW * 0,98 >	37,264 kW
Speed	n 3500 rpm / 1,8 >	1139,85 rpm
Torque	T 186,738 N m >	312,183 N m
Efficiency	η 0,980 ul >	

Material Values

Gear 1 ☐ User material ...

Gear 2 ☐ User material ...

	Gear 1	Gear 2
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim} 750 MPa >	750 MPa >
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim} 2500 MPa >	2500 MPa >
Modulus of Elasticity	E 22000 MPa >	22000 MPa >
Poisson's Ratio	μ 0,300 ul >	0,300 ul >
Heat Treatment	4 ul >	4 ul >

Required Life L_h 10000 hr >

Factors Accuracy

13:56:18 Calculation: Calculation indicates design compliance!

Calculate OK Cancel >>

а

Spur Gears Component Generator

Design **Calculation**

Method of Strength Calculation: ISO 6336:1996

Loads

	Gear 1	Gear 2
Power	P 38,8 kW * 0,98 >	37,264 kW
Speed	n 3500 rpm / 1,8 >	1139,85 rpm
Torque	T 186,738 N m >	312,183 N m
Efficiency	η 0,980 ul >	

Material Values

Gear 1 ☐ User material ...

Gear 2 ☐ User material ...

	Gear 1	Gear 2
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim} 350 MPa >	750 MPa >
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim} 2500 MPa >	2500 MPa >
Modulus of Elasticity	E 22000 MPa >	22000 MPa >
Poisson's Ratio	μ 0,300 ul >	0,300 ul >
Heat Treatment	4 ul >	4 ul >

Required Life L_h 10000 hr >

Factors Accuracy

13:53:39 Calculation: Calculation indicates design failure!

Calculate OK Cancel >>

б

Рис. 3.8. Діалогові вікна програми Autodesk Inventor при розрахунку зубчастого зачеплення: а – у випадку задовільної міцності; б – у випадку не задовільної міцності

Розрахунок зубчастого зачеплення виконується відповідно до ISO 6336 – 1998 за значеннями характеристик втомних властивостей матеріалу: σ_{Flim} – границя витривалості при вигині зубців; σ_{Hlim} – границя контактної витривалості активних поверхонь зубців. Значення σ_{Flim} і σ_{Hlim} для зубців шестерень залежать від матеріалу, виду термічної обробки та якості механічної обробки активних поверхонь зубців. При курсовому проектуванні для шестерень які відповідають вимогам наведеним у розділі «Матеріали деталей коробки передач» можливо прийняти: $\sigma_{Flim}=750$ МПа; $\sigma_{Hlim}=2500$ МПа. Крім того приймають модуль пружності матеріалу шестерень $E=22000$ МПа, а коефіцієнт Пуасона $\mu=0,3$. Якщо міцність зубців не достатня, у діалоговому вікні висвітлюється червоним кольором повідомлення про збій та значення параметра який не відповідає умові міцності (рис. 3.8б).

При проектуванні зубчастого зачеплення досягнення умови його міцності та довговічності виконується зміною модуля зубців та їх кількості, кута нахилу зубців β та ширини зубчастого вінця b . Спроектований компонент зубчастого зачеплення (рис. 3.9) є базою для створення 3-D моделі шестерень коробки передач. Доцільно усі зубчасті зачеплення коробки передач проектувати у одному файлі з розширенням «.iam».

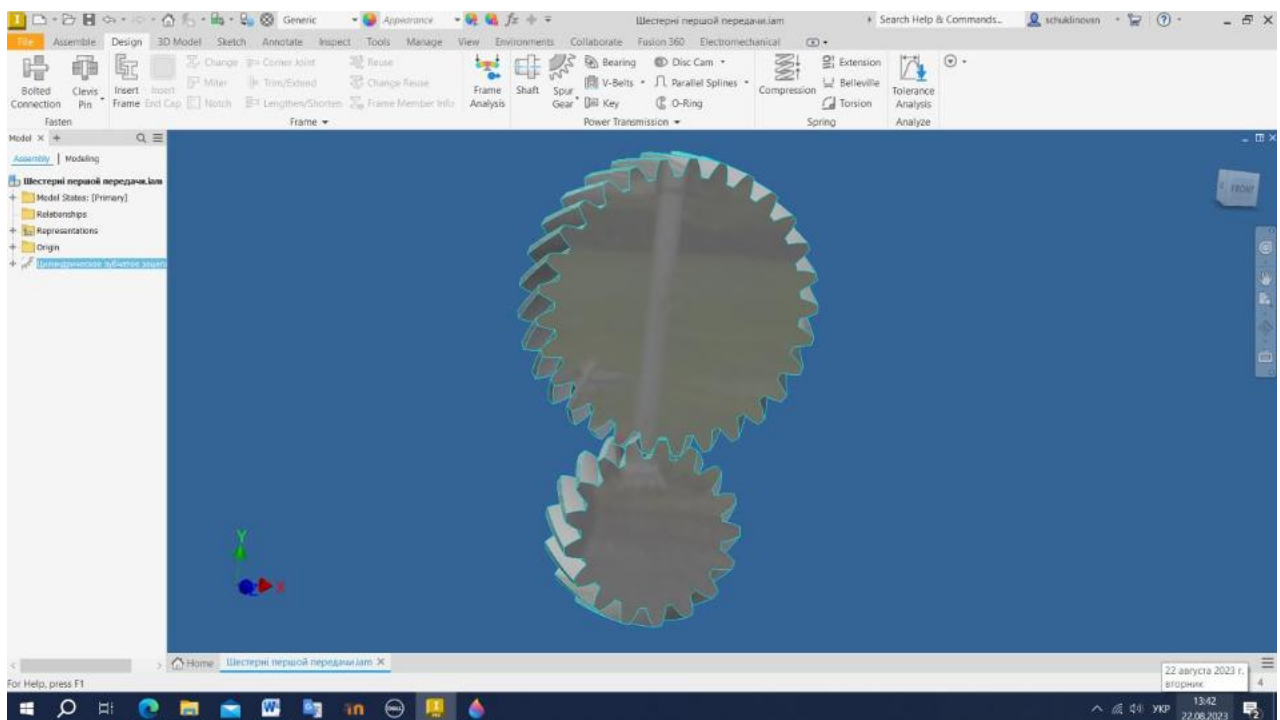


Рис. 3.9. Вигляд зубчастого зачеплення, яке спроектовано в програмі Autodesk Inventor

В результаті розрахунку зубчатих зачеплень визначаються їх параметри. Значення геометричних параметрів d_a , d , значення сил у зачепленні F_t , F_r , F_a та крутного моменту T , які будуть використовуватися при розрахунку валів, занести у таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку зубчатих зачеплень коробки передач

Параметр		Розмірність	Пара зачеплення					
			ПЗ	1	2	3	4	...
шестерні	d_a	м						
	d	м						
коліса	d_a	м						
	d	м						
шестерні	T	Н·м						
коліса								
F_t		Н						
F_r		Н						
F_a		Н						

3.4 Функціональний розрахунок синхронізаторів

Завданням функціонального розрахунку синхронізатора є визначення параметрів синхронізуючої та блокуючої поверхонь (радіусу тертя та кута блокуючої поверхні), що відповідають моменту тертя щодо бажаного часу синхронізації. Параметри зубчастої муфти обирають за аналогом. Розрахунок слід виконати у програмі *Excel*. Приклад розрахунку наведено у додатку В.

Визначення моменту тертя у синхронізаторі.

Для вирівнювання кутових швидкостей елементів, що з'єднуються, необхідно на поверхнях конусів створювати момент тертя M_μ

$$M_\mu = \frac{J_\Sigma \cdot u^2 \cdot \Delta\omega_{\text{поч}}}{t_c}, \quad (3.24)$$

де J_Σ - сумарний наведений момент інерції, маси деталей, кутова швидкість яких змінюється, кг·м²;

u – передатне число від веденого диска зчеплення до синхронізатора;

$\Delta\omega_{\text{поч}}$ – початкова різниця кутових швидкостей, рад/с.

t_c – час синхронізації, с.

На першому етапі проектування коробки передач, якщо ще не визначені маси деталей, сумарний наведений момент інерції J_{Σ} орієнтовно можна визначити за формулою

$$J_{\Sigma} = k_J \cdot \frac{a_{\omega}^3 \cdot \sqrt[3]{M_{\text{emax}} \cdot n_M}}{u}, \quad (3.25)$$

де k_J – емпіричний коефіцієнт;

a_{ω} – міжосьова відстань, м;

M_{emax} – максимальний крутний момент двигуна, Н·м;

n_M – частота обертання вала двигуна при M_{emax} , об/хв.

При розрахунку J_{Σ} коробок передач з проміжним блоком шестерень на осі прийняти значення емпіричного коефіцієнту k_J з діапазону 0,35...0,5. Причому менші значення приймають для коробок вантажних автомобілів, а більші для коробок легкових автомобілів. У випадках тривальної коробки передач з проміжним валом та двовальної коробки передач значення емпіричного коефіцієнту k_J прийняти з діапазону 0,63...0,8. Для коробок передач вантажних автомобілів з дизелем $k_J = 0,83...1,0$.

Початкова різниця кутових швидкостей $\Delta\omega_{\text{поч}}$ деталей, швидкості обертання яких синхронізуються, залежить від місця їх розташування та визначається за формулою

$$\Delta\omega_{\text{поч}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{еп}}}{30} \cdot \left(\frac{1}{u_k} - \frac{1}{u_{k\pm 1}} \right), \quad (3.26)$$

де $n_{\text{еп}}$ – частота обертання вала двигуна в момент початку синхронізації кутових швидкостей з'єднувальних деталей;

$u_k, u_{k\pm 1}$ – передатне число передач, відповідно яка включається і яка виключається.

Для розрахунку синхронізатора передачі на якій відбувається рушання автомобіля значення $u_{k\pm 1}$ дорівнює нулю. Для легкових автомобілів це є перша передача, для вантажних – друга передача, якщо на першій передачі нема синхронізатору.

Частота обертання вала двигуна в момент початку синхронізації кутових швидкостей з'єднувальних елементів визначається з виразу:

- для легкових автомобілів: $n_{\text{еп}} = n_M$;
- для вантажних автомобілів: $n_{\text{еп}} = (0,7-0,8) \cdot n_N$;
- для вантажних автомобілів з дизелем: $n_{\text{еп}} = (0,75-0,85) \cdot n_N$.

В курсовому проєктуванні при виборі основних параметрів синхронізатора час синхронізації приймають з рекомендації:

- для коробок передач легкових автомобілів при вмиканні вищою передачею $t_c = 0,15 \dots 0,3$ с і $t = 0,3 \dots 0,8$ с – нижчою;

- для коробок передач вантажних автомобілів при вмиканні вищою передачею $t_c = 0,3 \dots 0,8$ с і $t = 1 \dots 1,5$ с – нижчою.

Передатне число u від веденого диска зчеплення до синхронізатора дорівнює передатному числу передачі, що синхронізується, якщо синхронізатор розташовано на веденому валу.

Розрахунок радіуса тертя визначається відповідно до схеми, що представлено на рисунку 3.10. Середній радіус конусної поверхні тертя

$$r_\mu = \frac{M_\mu \cdot \sin \alpha_\mu}{\mu \cdot Q}, \quad (3.27)$$

де $\mu = 0,06$ – коефіцієнт тертя сталь-бронза;

$\alpha_\mu = 7^\circ$ – кут конуса тертя;

Q – осьова сила, створювана водієм на муфті (маточині) синхронізатору.

Сила, створювана водієм на ручці важеля КП регламентується: для легкових автомобілів $P_p = 60$ Н; для вантажних автомобілів $P_p = 100$ Н.

Осьова сила, створювана водієм на муфті синхронізатора

$$Q = P_p \cdot u_{\text{МК}}, \quad (3.28)$$

де $u_{\text{МК}}$ – передатне число привода та механізму керування КП.

Для легкових автомобілів $u_{\text{МК}} = 2 \dots 5$.

Для вантажних автомобілів $u_{\text{МК}} = 7 \dots 13$.

Мінімальна ширина конусного кільця синхронізатору за утворюючої конусу визначається за формулою

$$b_\mu = \frac{M_\mu}{2\pi \cdot \mu \cdot r_\mu^2 \cdot p_N}, \quad (3.29)$$

де p_N – умовний допустимий тиск на поверхні тертя.

Для пари тертя сталь – бронза приймають $p_N = (1 \dots 1,5)$ МПа.

Кут блокуючої поверхні β_μ визначають з виразу

$$\arctg \beta_\mu \leq \frac{\mu}{\sin \alpha_\mu} \cdot \frac{r_\mu}{r_6}, \quad (3.30)$$

де r_6 – радіус блокуючої поверхні синхронізатора.

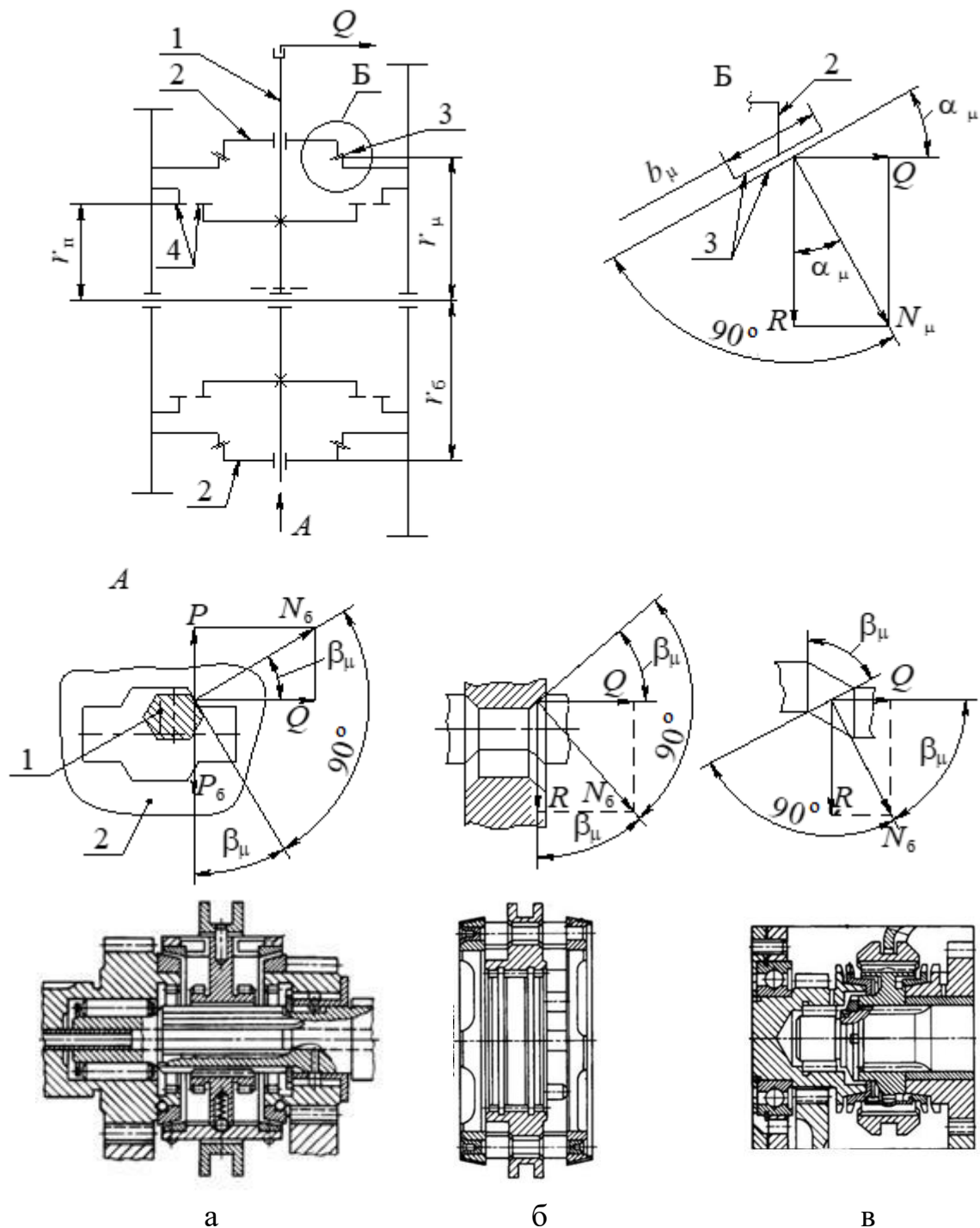


Рис. 3.10. Розрахункова схема синхронізатора: 1 – маточина; 2 – циліндр з блокуючими вікнами; 3 – синхронізуючі конуси циліндру та шестерні; 4 – зубчаті венці маточини та шестерні; а, б, в – схеми блокуючих пристроїв для різних схем синхронізаторів

Радіус блокуючої поверхні синхронізатора r_6 та розміри решти компонентів синхронізаторів приймають за аналогом (див. додаток В) та уточнюють з конструктивних міркувань. У синхронізаторів виконаних за схемами «а» і «в» (рис. 3.10) r_6 дорівнює середньому радіусу зубчастої муфти r_m і визначають за формулою

$$r_{\phi} = r_m = 0,5 \cdot m_m \cdot z_m, \quad (3.31)$$

де m_m, z_m – відповідно модуль та кількість зубців муфти синхронізатору.

Модуль зубців муфти синхронізатору коробок передач легкових автомобілів дорівнює 2 мм, а кількість зубців муфти синхронізатору відповідає діапазону 30...42. У випадку вантажних автомобілів m_m відповідає діапазону (2,5; 3,5; 3,75; 4,0; 4,25; 4,5; 5) мм, кількість зубців $z_m=(16...30)$. У курсовому проєкті для коробок передач вантажних автомобілів модуль зубців муфти синхронізатору прийняти $m_m=(2,5; 3,0; 4,0; 5,0)$ мм. Зазвичай, у синхронізаторів виконаних за схемою «в» на рисунку 3.10 значення радіусу блокуючої поверхні синхронізатора r_{ϕ} мало відрізняється від радіусу конусної поверхні тертя r_{μ} . Кількість зубців синхронізаторів нижчих передач в коробках вантажних автомобілів зазвичай більше ніж на вищих передачах. Муфти синхронізаторів коробок легкових автомобілів з метою уніфікації роблять з однаковими за кількістю зубців. Приклади функціональних параметрів інерційних синхронізаторів механічних коробок передач автомобільних трансмісій та функціонального розрахунку синхронізатора наведено у додатку В.

3.5 Проєктування компоувальної схеми коробки передач

Відповідно до кінематичної схеми коробки проєктують її компоувальну схему, яка визначає попередні розміри валів, розташування на них шестерень та синхронізаторів (рис. 3.11, 3.12). Розміри валів визначають з умови забезпечення достатньої їх жорсткості. Для цього їх виготовляють ступінчастими з максимальним діаметром в середині. У випадку тривальних співвісних коробок максимальний діаметр вторинного (веденого) та проміжного валів визначають в долях від міжосьової відстані $d \approx 0,45a_{\omega}$. А у випадку двовальних коробок передач максимальний діаметр первинного вала $d \approx 0,5a_{\omega}$ і вторинного $d \approx 0,45a_{\omega}$.

Діаметр ведучого вала $d_{шл1}$, мм, у шліцьовій частині для обох типів коробок розраховують з умови його міцності

$$d_{шл1} = k_d \cdot \sqrt[3]{M_{e\max}}, \quad (3.32)$$

де $k_d=4...4,6$ – емпіричний коефіцієнт.

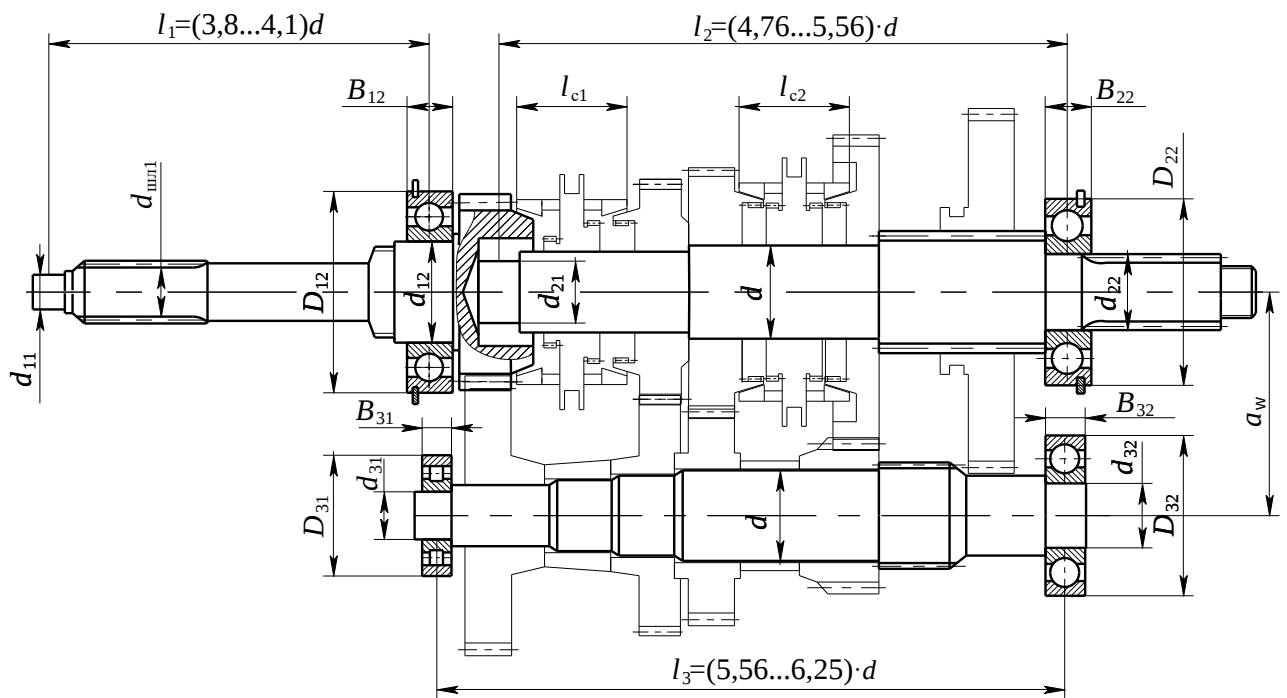


Рис. 3.11. Приклад компоувальної схеми тривальної коробки передач

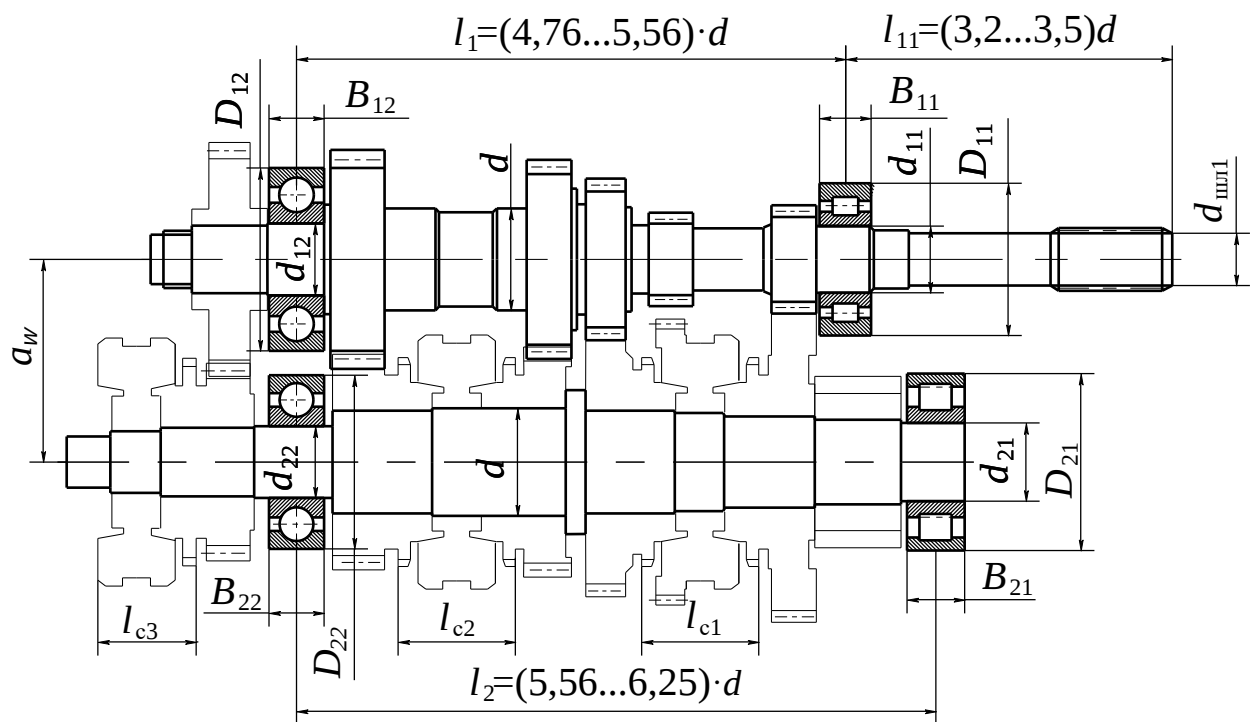


Рис. 3.12. Приклад компоувальної схеми двовальної коробки передач

Максимальний діаметр первинного вала тривальної коробки передач визначається діаметром внутрішнього кільця підшипника (див. табл. 3.3).

На рисунках 3.11, 3.12 прийняті наступні позначення: відстань між серединами опор підшипників ведучого (первинного) вала – l_1 ;

веденого (вторинного) вала – l_2 ; проміжного – l_3 . Відстань від середини підшипника до краю консолі первинного вала двовальної коробки передач позначено l_{11} . Перша цифра двозначного індексу розмірів підшипників позначає номер вала на якому його встановлено, а друга цифра – позначення підшипника: 1 та 2 – відповідно для переднього та заднього підшипників (див. рис. 3.11); для двохвальних коробок передач, що відповідають схемі на рисунку 3.12, позначено індексом 1 – передній (правий на схемі) та 2 – задній (лівий на схемі). Осьові розміри синхронізаторів позначено l_{c1} , l_{c2} , l_{c3} .

Таблиця 3.3 – Орієнтовні діаметри підшипників коробки передач

Вал	Підшипник			
	Передній		Задній	
Тривальна коробка передач				
Ведучий	$d_{11}=0,15a_{\omega}$	--	$d_{12}=0,45a_{\omega}$	$D_{12}=0,9a_{\omega}$
Ведений	$d_{21}=(0,23 \dots 0,3)a_{\omega}$	$D_{21}=(0,28 \dots 0,42)a_{\omega}$	$d_{22}=0,4a_{\omega}$	$D_{22}=0,9a_{\omega}$
Проміжний	$d_{31}=0,3a_{\omega}$	$D_{31}=0,65a_{\omega}$	$d_{32}=0,3a_{\omega}$	$D_{32}=0,72a_{\omega}$
Двовальна коробка передач				
	Передній (правий на рис. 3.12)		Задній (лівий на рис. 3.12)	
Ведучий	$d_{11}=0,33a_{\omega}$	$D_{11}=(0,75 \dots 0,9)a_{\omega}$	$d_{12}=0,36a_{\omega}$	$D_{12} =0,9a_{\omega}$
Ведений	$d_{21}=0,4a_{\omega}$	$D_{21}=0,9a_{\omega}$	$d_{22}=0,36a_{\omega}$	$D_{22}=0,9a_{\omega}$

Відстань між серединами опор підшипників визначають в залежності від значення максимального діаметра вала в середній його частині d (див. рис. 3.11, 3.12). Вали встановлюються частіше усього на однорядних радіальних кулькових та роликових підшипниках легкої та середньої серії. Попередньо при виборі підшипників можливо користуватися розмірами визначеними у долях відцентрової відстані a_{ω} (див. табл. 3.3). Ширина підшипників в коробках легкових автомобілів орієнтовно дорівнює $B \approx (0,25\dots0,28)a_{\omega}$ і вантажних автомобілів $B \approx (0,2\dots0,25)a_{\omega}$. Більші значення відносяться до задніх підшипників валів. Передній кінець веденого вала встановлюється зазвичай на роликових підшипниках, тому зовнішній діаметр D_{21} уточнюють після вибору діаметру роликів підшипника. *За розрахованими розмірами обирають стандартні підшипники.*

Осьова довжина синхронізатору коробки передач легкового автомобіля $l_c=(0,68\dots0,78)a_{\omega}$ і вантажного – $l_c=(0,40\dots0,55)a_{\omega}$.

Компонувальна схема визначає попередні розміри валів, розташування на них шестерень та синхронізаторів та дає можливість проектувати шестерні та вали коробки передач.

3.6 Створення 3-D моделей валів та шестерень коробки передач

Спочатку раціонально створити 3-D моделі валів. Проектування валів у курсовому проєкті виконується за допомогою програми Autodesk Inventor. Створюють новий файл з розширенням «.iam», зберігають і у вкладці «Проектування» відкривають «генератор компонентів вала». Вигляд діалогового вікна представлено на рисунку 3.13.

Вали коробки передач ступінчасті, тому на першому етапі формуються ланки вала, форма яких визначається його схемою. На рисунку 13 вал має 12 ланок. Ланки 1 і 7 є посадковими місцями підшипників. Їх розміри повинні відповідати розмірам підшипників. На циліндрі 3 виконують шліци. Шліци можуть бути як з прямобічними зубами, так і з евольвентними зубами. Евольвентні шліци переважні, тому що вони міцніше та більш технологічні ніж прямобічні.

Зовнішній діаметр циліндра для евольвентних шліців на ведучому валу визначають за формулою

$$d_{a1} \geq d_{шл1} + 2,2 \cdot m_{n1}, \quad (3.33)$$

де m_{n1} – модуль евольвентних шліців ведучого вала.

Значення модуля шліців обирають з діапазону 2...4. Що більший крутний момент на валу, то більшим є модуль.

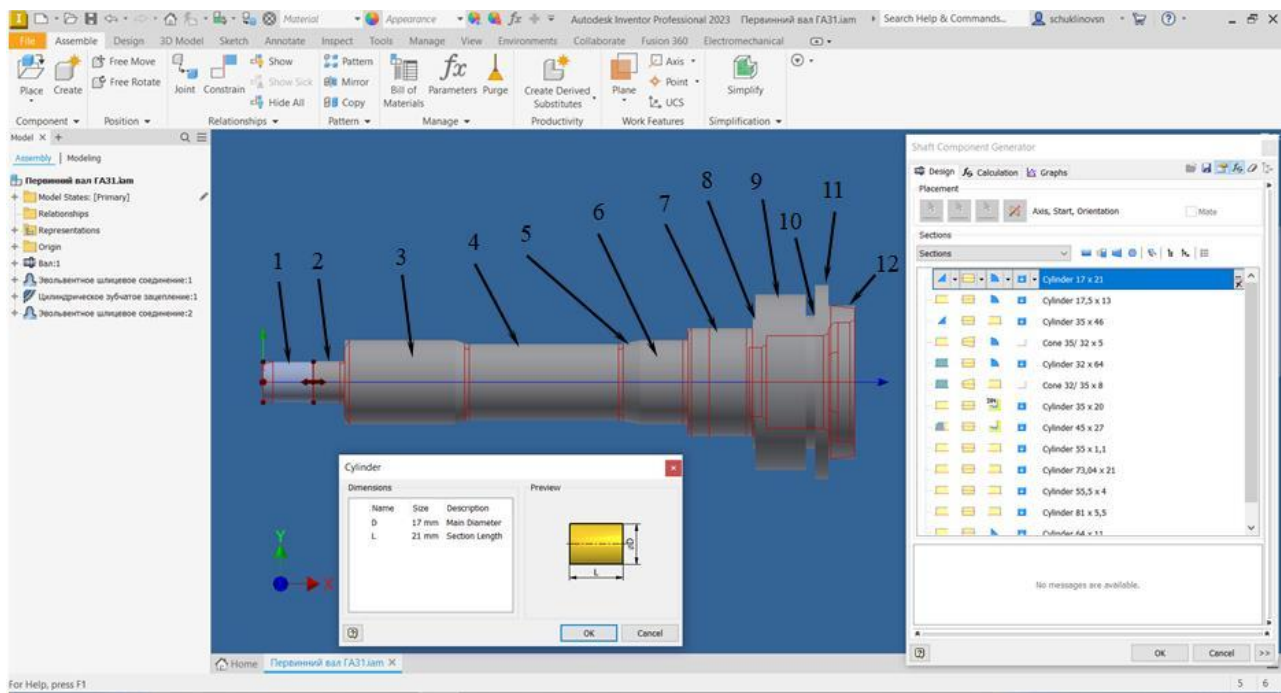
Зовнішній діаметр циліндра D для прямобічних шліців визначають в генераторі прямобічного шліцевого з'єднання (рис. 3.14) за умовою: внутрішній діаметр $d \geq d_{шл1}$.

Діаметр циліндру 9 повинен дорівнювати значенню зовнішнього діаметра d_a відповідного зубчастого колеса визначеного при проектуванні зубчастого зачеплення (див. результати розрахунку рис. 3.5). На циліндрі 11 нарізають евольвентні зуби вінця муфти синхронізатору, тому зовнішній його діаметр задають рівним діаметру вершин зубців

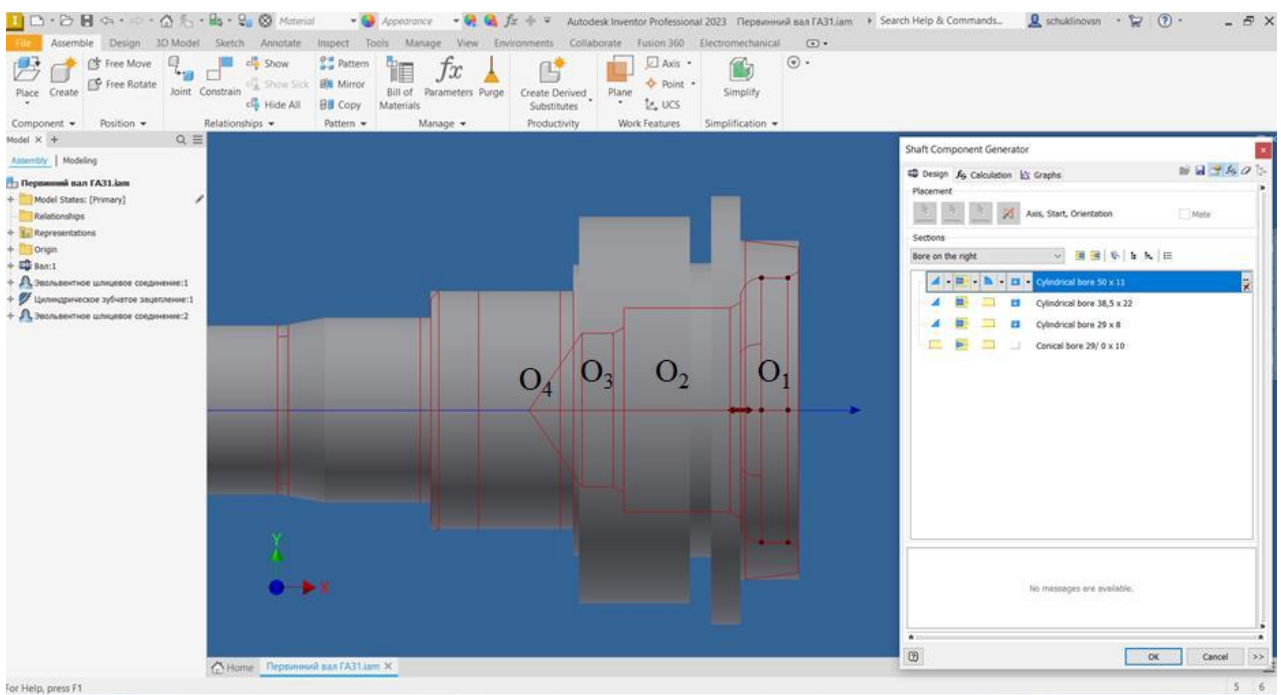
$$d_m = m_m \cdot z_m + 2,25 \cdot m_m, \quad (3.34)$$

де m_m – модуль зубців муфти, мм;

z_m – кількість зубців муфти.



а



б

Рис. 3.13. Створення компонентів вала:
а – зовнішні поверхні; б – осьові отвори з правого боку

Створення у Autodesk Inventor 3D моделей зубчатих венців синхронізаторів на зубчатих колесах, маточинах синхронізаторів, зубчатих венців муфти синхронізатору виконують у генераторі «евольвентні шліцьові з'єднання».

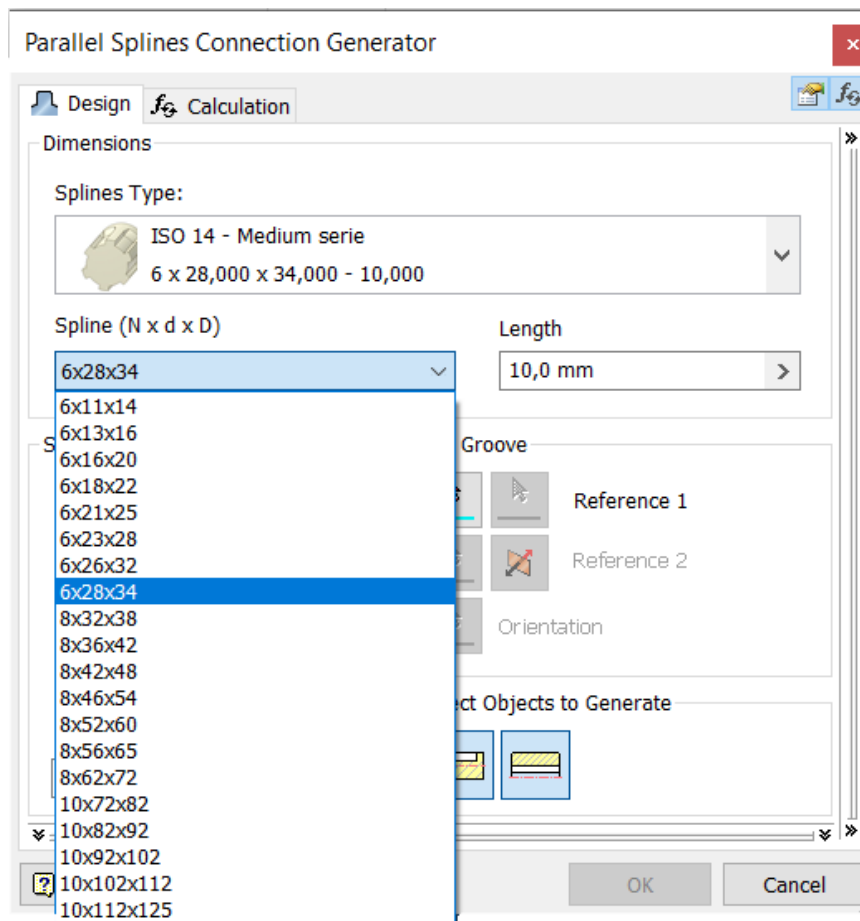


Рис. 3.14. Параметри прямобічних шліців у генераторі *Autodesk Inventor*

На циліндрі 12 виготовляється конусна поверхня синхронізатору. Діаметр циліндру 12 повинен дорівнювати значенню зовнішнього діаметру конуса синхронізатора

$$d_{\text{кк}} = 2 \cdot r_{\mu} + b_{\text{с}} \cdot \sin \alpha_{\mu}, \quad (3.35)$$

а довжина значенню, округленому до цілих (іноді до десятих), розрахованою за формулою

$$l_{\mu} = b_{\mu} \cdot \cos \alpha_{\mu}. \quad (3.36)$$

При цьому для завдання параметрів конічної поверхні у генераторі валів задають «фаску» (див. рис. 3.15), кут якої відповідає прийнятому значенню кута конуса тертя (див. формулу (3.27)).

Решта компонентів вала визначається конструктивно для забезпечення можливості виготовлення вала та складання коробки передач. Наприклад, циліндр 6 (рис. 3.13а) призначено для ущільнення картеру коробки манжетною, тому для забезпечення герметичності, його діаметр повинен відповідати внутрішньому діаметру манжети

(див. бібліотеку Autodesk Inventor) та більше ніж діаметр циліндра 3 для можливості установки манжети. Діаметр циліндра 2 також обирається за діаметром манжети, що ущільнює передній підшипник. Такі конструктивні параметри як фаски, округлення, канавки для виходу інструменту, шпоночні пази та інші за потреби задають в генераторі валів окремо для кожної ланки вала.

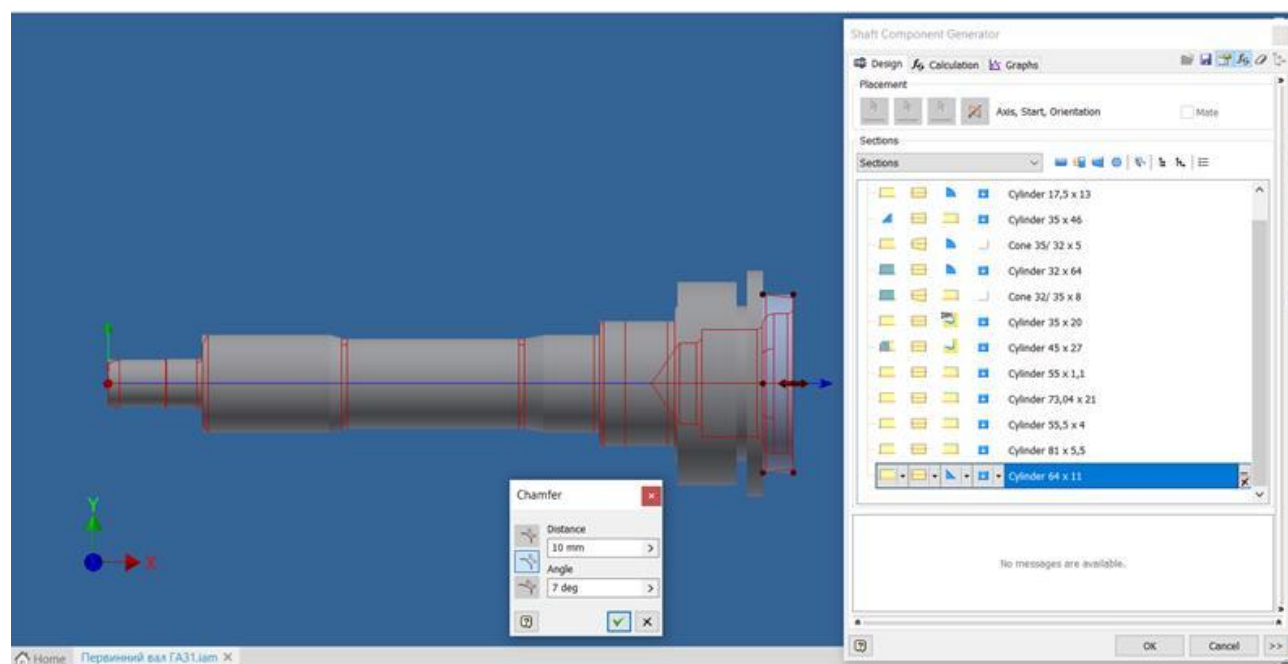


Рис. 3.15. Створення конусного кільця синхронізатора на валу

Для будови шліців на валу у вкладці «Проектування» відкривають генератор евольвентного або прямобічного шліцевого з'єднання та обирають стандарт їх виконання. На рисунку 3.16 наведено вікно Autodesk Inventor при проектуванні евольвентних шліців.

Зазвичай для рухомих евольвентних шліцевих з'єднань обирають шліци з кутом 30 градусів та центруванням по бічним поверхням зубців. Параметри шліців повинні задовольняти умові (3.33). Довжина шліців визначається конструктивно (або за аналогом). Для створення канавок шліців на валу треба обрати циліндричну поверхню на валу та задати ребро від якого виконуються шліци. Обрати об'єкт для створення канавки зуба на валу (див. рис. 3.16). Праворуч на діалоговому вікні генератору розташовані розміри шліців, що будуються. Для завершення будови шліців на тискають «ОК». Вигляд побудованих шліців наведено на рисунку 3.17.

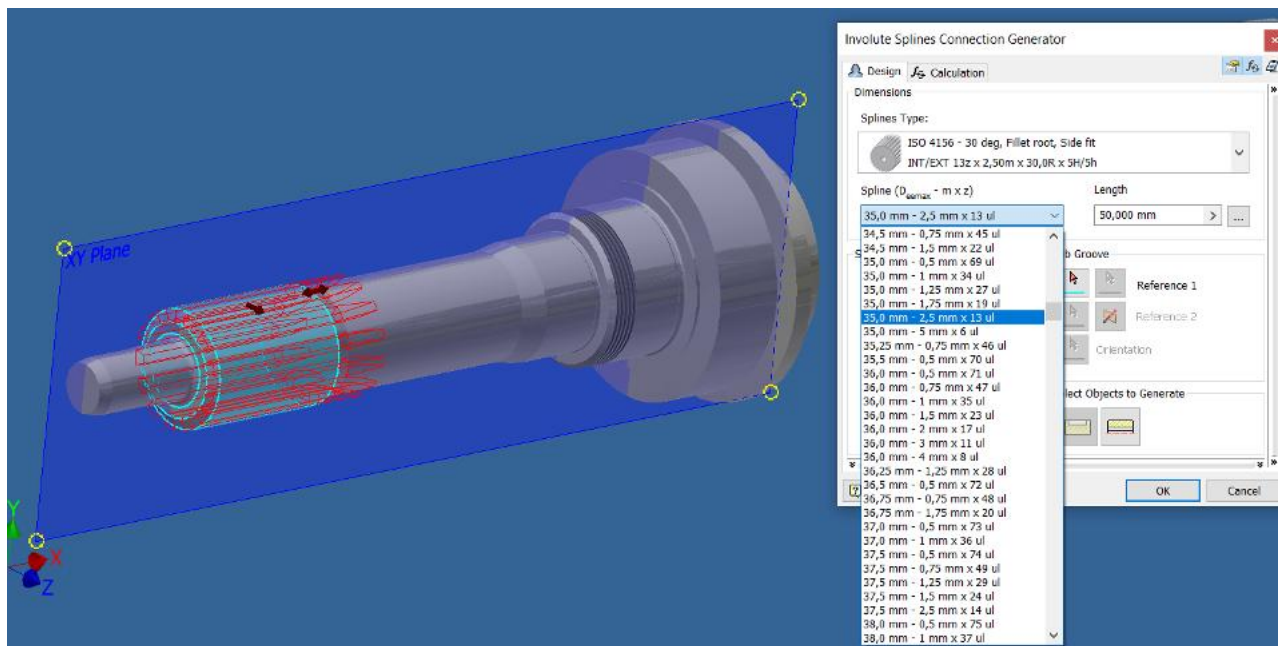


Рис. 3.16. Проектування евольвентних шліців вала

Для формування на валу коробки передач циліндричної шестерні треба на вкладці «Проектування» відкрити генератор компонентів циліндричних зубчатих зачеплень.

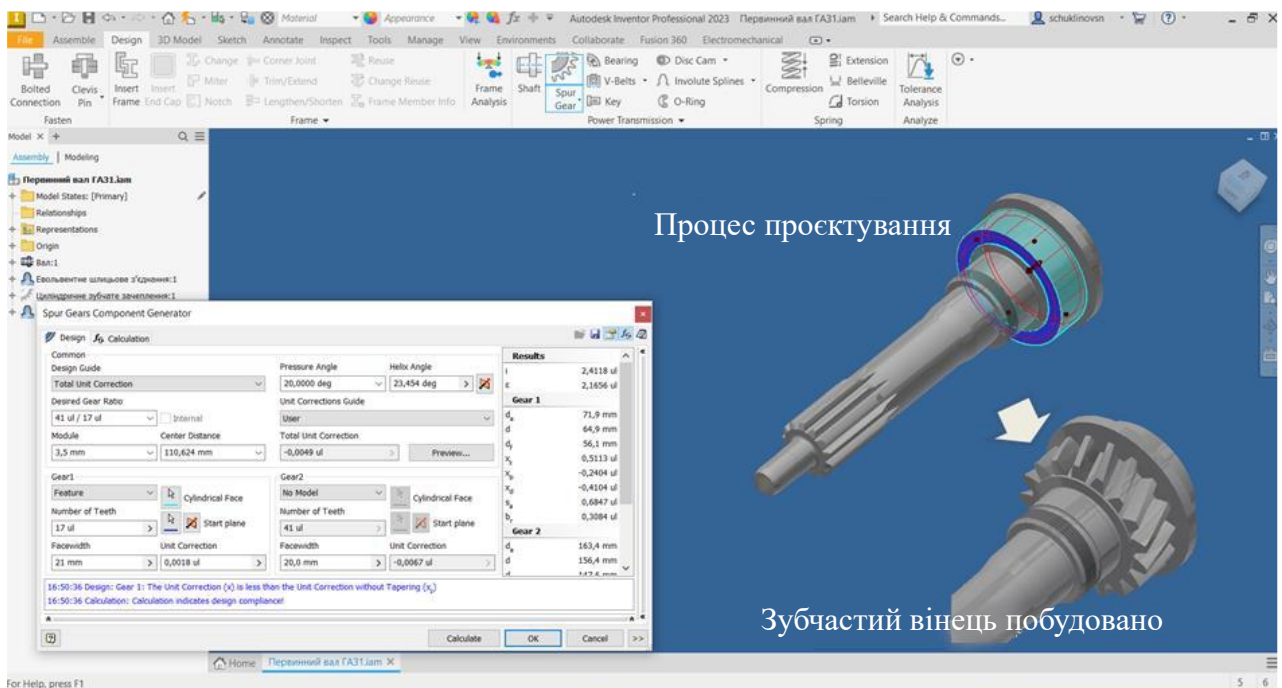


Рис. 3.17. Побудова шестерні на валу

В діалоговому вікні генератору внести вихідні параметри ті ж самі, що і при розрахунку зубчатих зачеплень на міцність та довговічність. Але для зубчастого колеса 1 задають модель «елемент», а для зубчастого колеса 2 – «немає моделі» (рис. 3.17). Обирають на валу

циліндричну грань та початкову площину від якої будуть будуватися зубці. Після натискання «ОК» Autodesk Inventor буде зубчастий вінець.

Для створення 3-D моделі шестерень використовують результати побудованих зубчастих зачеплень (рис. 3.9). Треба відкрити файл відповідної шестерні з розширенням «.ipt» та у вкладці «3-D моделі» побудувати необхідні конструктивні компоненти. Для шестерень які зафіксовані на валу (див. рис. 3.18а) це зазвичай бобишки, отвори, шпоночні канавки, фаски, тощо.

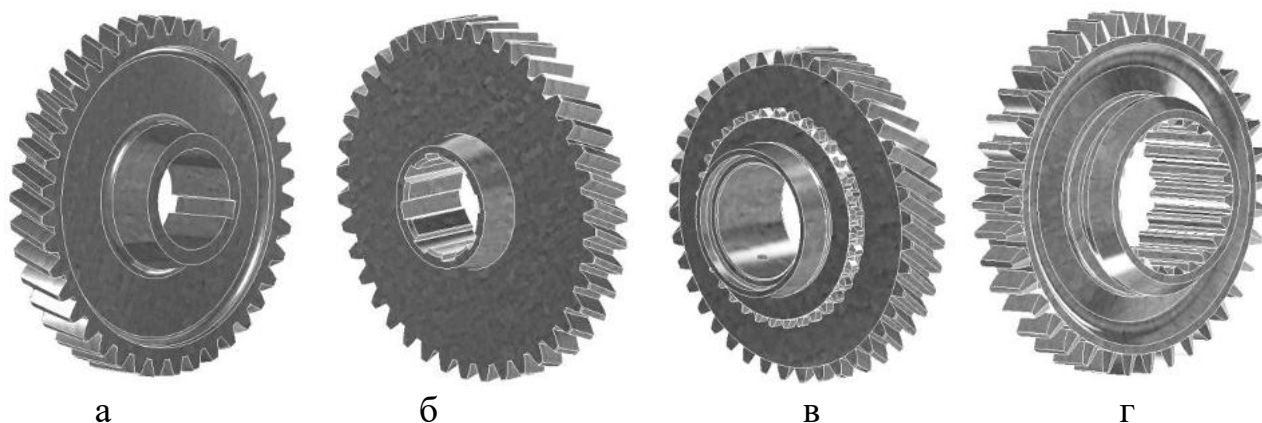


Рис. 3.18 – Приклади 3D моделей (.ipt):

а, б – шестерень, які фіксуються на валу; в – шестерні, яка обертається на валу; г – шестерні, яка має рухоме шліцьове з'єднання з валом

Для шестерень які мають шліцьове з'єднання з валом в отворі будують зубці (рис. 3.18б, г). Шестерні які можуть обертатися на валу, як правило мають конструктивні елементи синхронізатору (вінець зубчастої муфти, конус), бобишки, отвори під підшипники, отвори для підводу змазки, фаски, тощо (рис. 3.18в). Слід зазначити, що створення зубців шліців у отворах та, при наявності, на зубчастому вінці виконують у файлі з розширенням «.iam» за допомогою генератора шліцьового з'єднання за методикою, яка наведена раніше для валів (рис. 3.16).

3.7 Розрахунок валів коробки передач

На рисунку 3.19а наведено простішу схему тривальної коробки передач при включеній передачі. Схеми сил, що діють на первинному, проміжному та вторинному валах при передаванні крутного моменту відповідають зображенням на рисунках 3.19б, 3.19в і 3.19г.

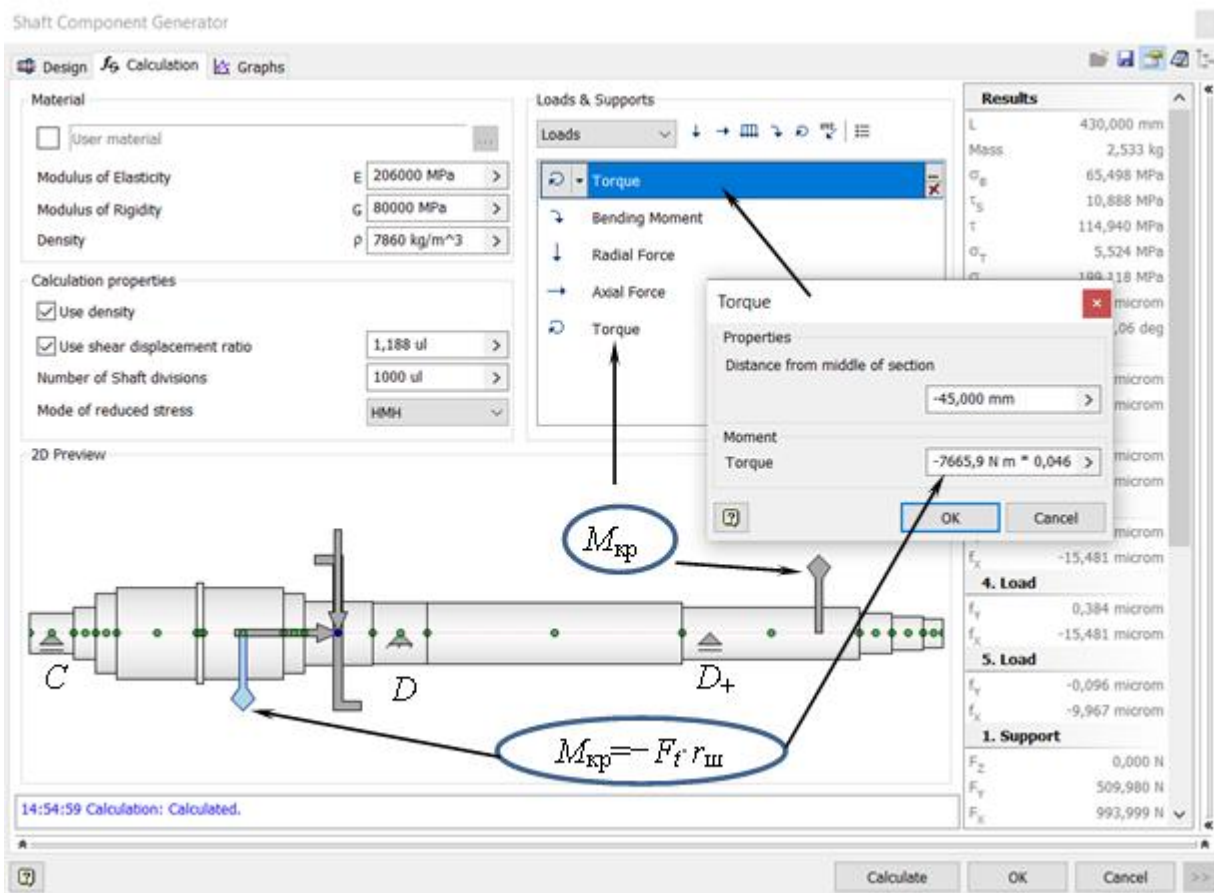


Рис. 3.20. Схема приведення сил у зачепленні до осі вала
(індекс i позначає номер зубчастого колеса)

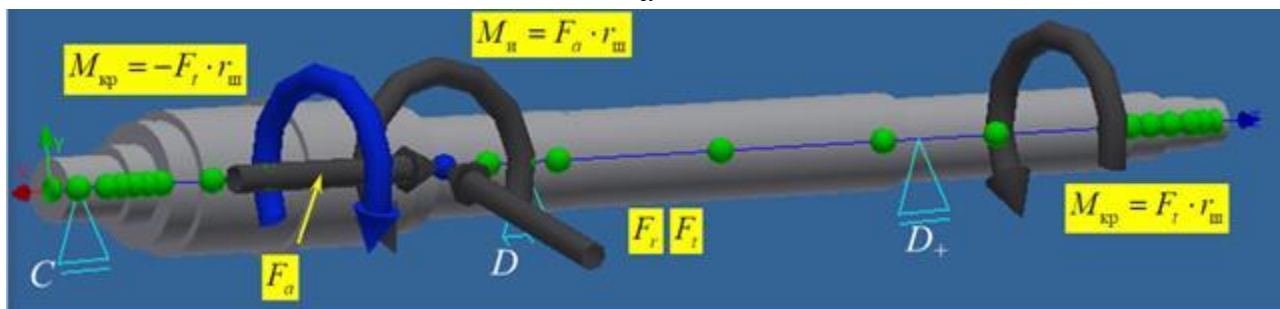
77

Розрахунок вторинного вала коробки передач.

Розрахунок на міцність та жорсткість попередньо створеної 3-D моделі вала виконується в генераторі валів у вкладці «*Calculation*» (Розрахунок), як показано на рисунку 3.21. Параметри матеріалу вала «*Material*» та властивості розрахунку «*Calculation properties*» залишити без змін. В розділі «*Loads & Supports*» спочатку обирають «*Supports*» (опора) та задають кількість та тип опор. Зазвичай вал має дві опори: «*Free support type*» (плаваюча опора) та «*Fixed support type*» (фіксована опора). На довгих валах для підвищення їх жорсткості додають ще одну плаваючу опору (D_+ як на рисунку 3.21).



а



б

Рис. 3.21. Приклад задавання навантажень на вторинний вал:

а – діалогове вікно Autodesk Inventor; б – 3-D схема приведених навантажень

Тип опори та місце її розміщення визначається конструкцією коробки передач. У курсовому проєкті розрахунок вторинного вала виконують при його **навантаженні силами у зачепленні пари зубчатих коліс першої передачі**. Для завдання навантажень в розділі «*Loads & Supports*» обирають «*Loads*» (навантаження).

Для завдання крутного моменту відкривають «*Add Torque*», осьової сили F_a – «*Add Axial Force*», радіальних сил F_t, F_r – «*Add Radial Force*», згинального моменту $M_{\text{и}}$ – «*Add Bending Moment*». Значення сил F_t, F_r, F_a та крутного моменту на валу визначені у таблиці № 3.2. Значення згинального моменту $M_{\text{и}}$ визначають за відомою формулою (див. рис. 3.21б) безпосередньо у генераторі валів, як показано у прикладі на рисунку 3.22. Радіальні і осьова сили та згинальний момент прикладаються до вала у місці розташування зубчастого колеса, а крутний момент, у разі наявності синхронізатору, в місці розташування його маточини (рис. 3.21).

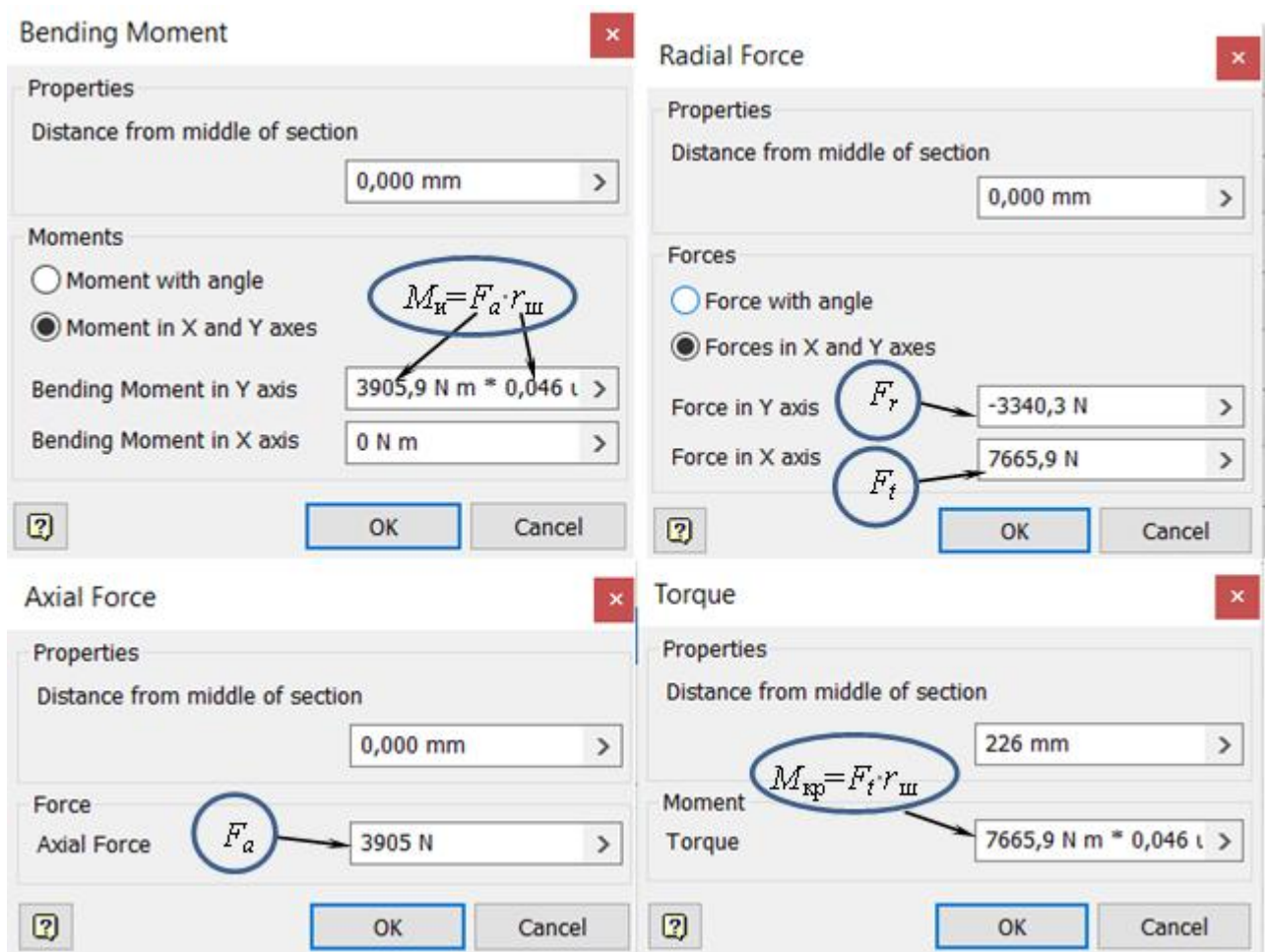


Рис. 3.22. Приклад задавання значень навантажень на вторинний вал

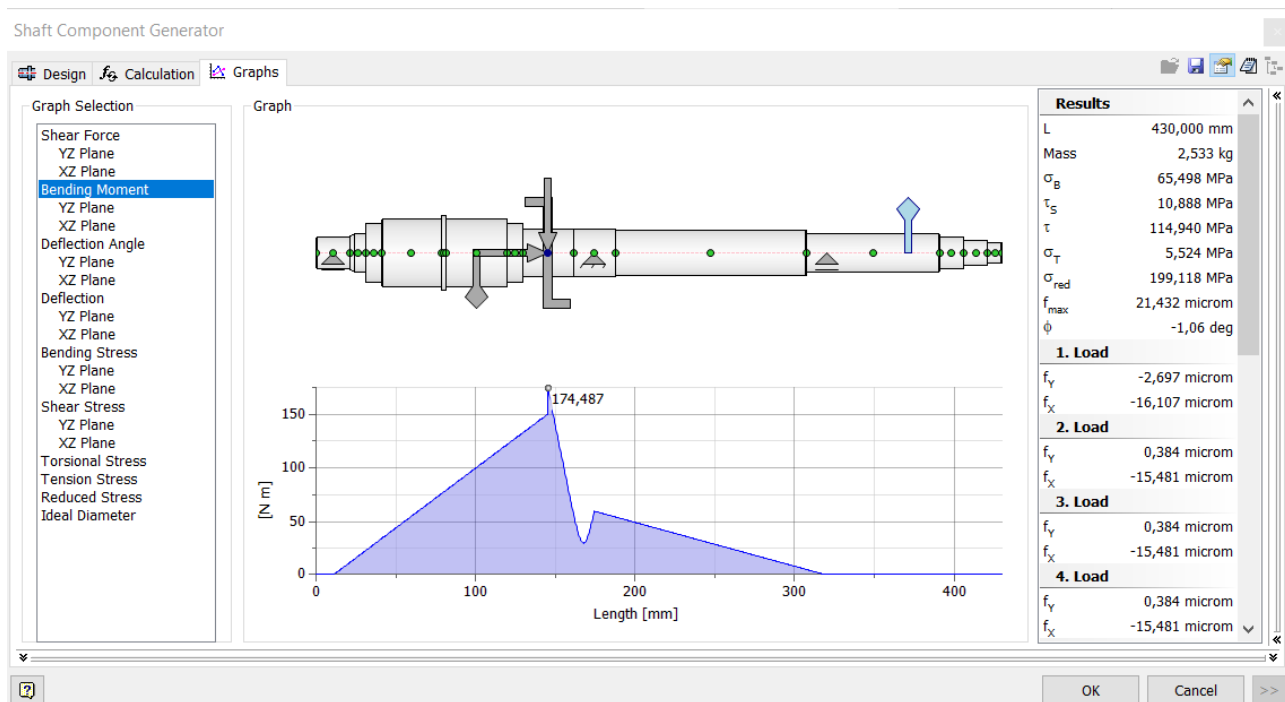
Якщо напрямок моменту, дивлячись з вершини осі, співпадає з напрямком годинникової стрілки його значення вводять зі знаком «+», у протилежному випадку ставлять знак «-» (напрямок осей наведено на рис. 3.20). Для створення рівноваги розрахункової схеми вала треба до нього прикласти зовнішній момент навантаження «*Torque*» знак якого має зворотній напрямок щодо крутного моменту у зачепленні (рис. 3.22). Значення сил, які прикладаються до вала вводять зі знаком «+», якщо їх напрямок співпадає з напрямком осі координат (рис. 3.20).

Після завдання навантажень на вал виконують розрахунок (*Calculate*). Всі результати розрахунку наведені у вікні праворуч (рис. 3.21 і 3.23). Для отримання епюр деформації та наведених напружень вала обирають вкладку «*Graphs*» (Графіки). У графі «*Results*» наведено визначені максимальні значення параметрів міцності та деформації. На рисунку 3.23а наведено приклад зовнішнього вікна «*Graphs*» (Графіки). Зліва у вікні розташовано вкладка з переліком графіків «*Graph Selection*». На прикладі обрано «*Bending Moment*» (Момент згину). При даному виборі під навантажувальною схемою вала наводиться епюра сумарного моменту згину вала. Є можливість оцінки моменту у горизонтальній та вертикальній площинах (рис. 3.23б, в).

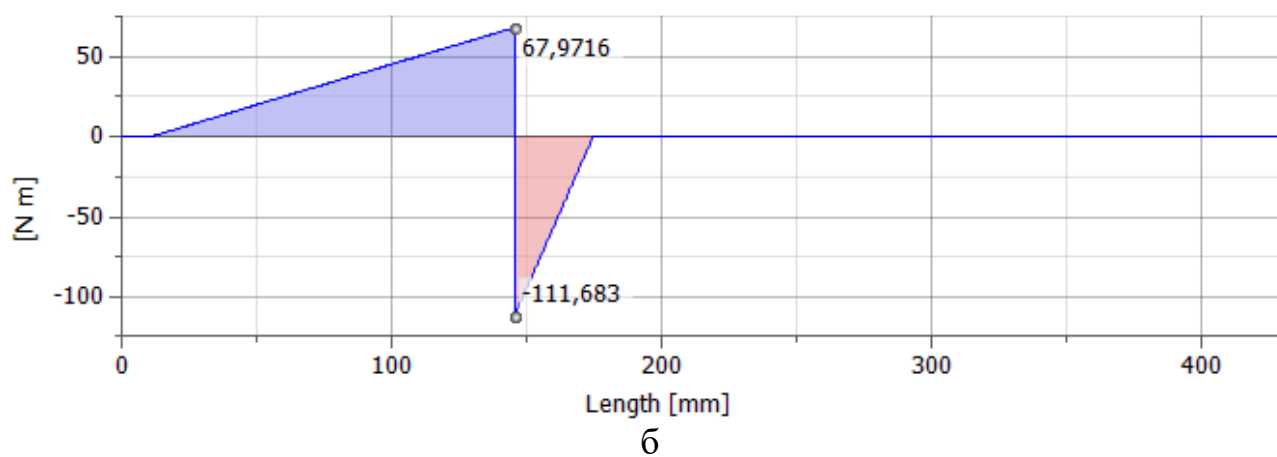
Момент згину обумовлює вигин вала. Значення стріли прогину вала в місці дії відповідного навантаження (1. *Load*, 2. *Load*,...) наведені у вертикальній та горизонтальній площинах. Саме за цими значеннями визначають відповідність жорсткості вала до його навантажень. Умова задовільної жорсткості вала: $f_y \leq (0,05...0,1)$ мм; $f_x \leq (0,1...0,15)$ мм; (f_y, f_x – стріла прогину вала відповідно у вертикальній та горизонтальній площинах в місці розташування шестерні).

Кут відхилення (*Deflection Angle*) осі вала дорівнює куту нахилу шестерні. При нахилі шестерні погіршуються умови зачеплення тому його максимальне значення не повинно перевищувати 0,115 град. На рисунку 3.24 наведено приклад визначення кута нахилу осі вала в місці установки шестерні за епюром *Deflection Angle*.

Міцність вала задовільна, якщо приведені напруження σ_{red} у небезпечному перерізі менше за допустимі значення, тобто виконується умова $\sigma_{red} \leq [\sigma] = 250...400$ МПа. Менші допустимі значення напружень – для довгих валів, більші – для коротких. Приклад розрахунку «*Reduced Stress*» (приведеного напруження) наведено на рисунку 3.25.



a



б

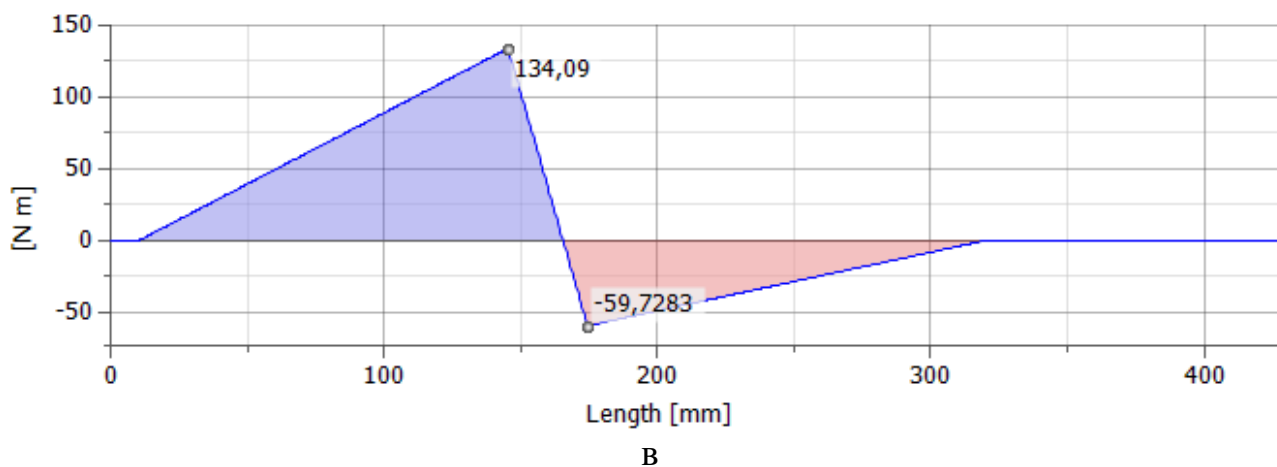


Рис. 3.23. Приклад епюр моменту згину вала:
а – сумарний момент згину; б, в – момент згину відповідно у
вертикальній та горизонтальній площинах

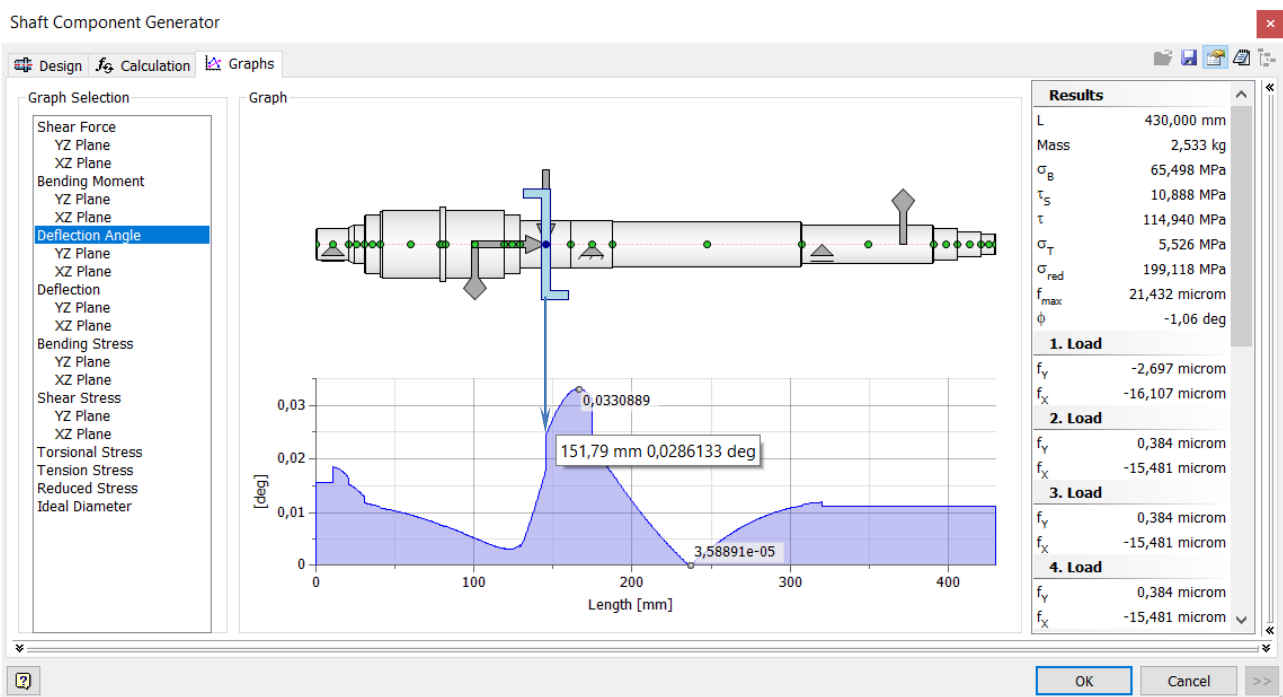


Рис. 3.24. Визначення кута відхилення осі вала і кута нахилу зубчастого колеса

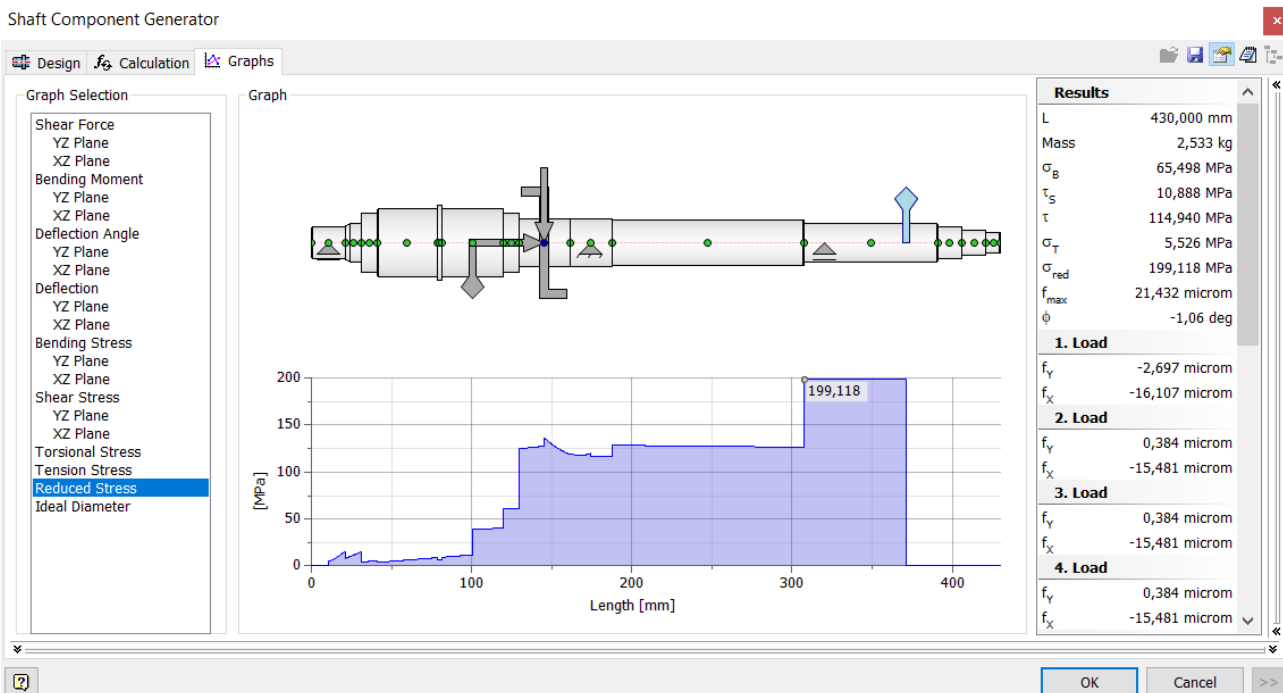


Рис. 3.25. Приклад епюри: – приведенного напруження у вторинному валу

Розрахунок проміжного вала коробки передач

Передавання крутного моменту коробкою передач на всіх передачах окрім прямої завжди відбувається двома шестернями проміжного вала. Зубчастим колесом, що знаходиться у постійному зачепленні зі шестернею первинного вала та шестернею відповідної передачі.

Розрахунок на міцність та жорсткість попередньо створеної 3-D моделі проміжного вала виконується в генераторі валів. Методика задавання опор вала та навантажень на вал таж сама, як і при розрахунку вторинного вала. На прикладі (рис. 3.26) вал має дві опори: нерухома F і рухома E . Схему сил, діючих на проміжний вал дивись на рисунку 3.19в.

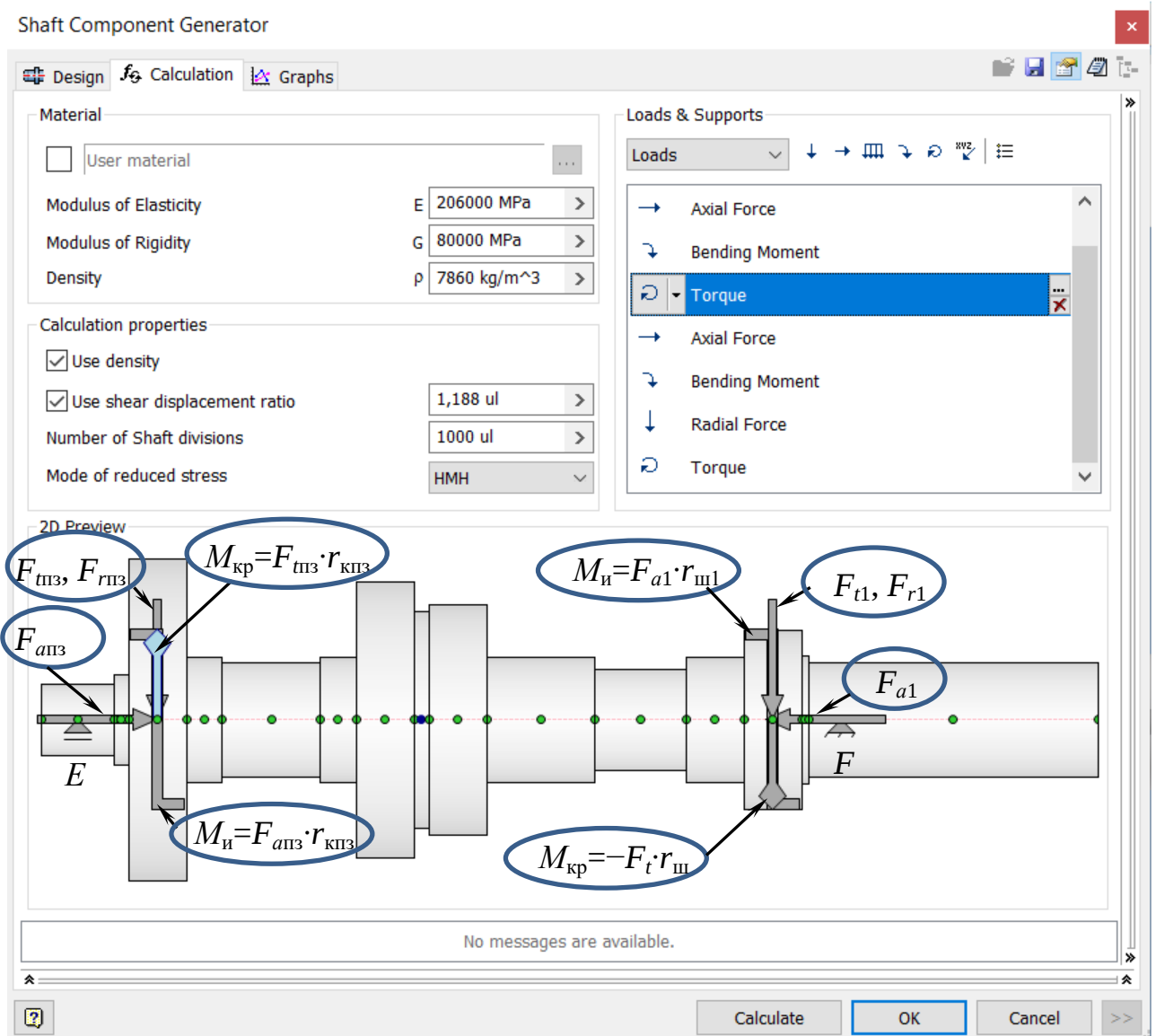


Рис. 3.26. Приклад задавання навантажень на проміжний вал

Приклад задавання значень навантажень на проміжний вал наведено на рисунках 3.27, 3.28. Для кращого пояснення особливостей задавання значень навантажень на рисунку 3.26 наведено відповідні формули. При задаванні значення $M_{кр}$ в зачепленні шестерень першої передачі треба забезпечити його рівність значенні моменту $M_{кр}$ шестерень постійного зачеплення (див. рис. 3.27 та 3.28).

Torque

Properties

Distance from middle of section: -73,000 mm

Moment

Torque: 3799,9 N m * 0,0418

$M_{kp} = F_{тпз} \cdot r_{кпз}$

Axial Force

Properties

Distance from middle of section: -73,000 mm

Force

Axial Force: 2193,9 N

$F_{апз}$

Radial Force

Properties

Distance from middle of section: -73,000 mm

Forces

☐ Force with angle

☒ Forces in X and Y axes

Force in Y axis: 1838,9 N ($F_{тпз}$)

Force in X axis: 3799,9 N ($F_{тпз}$)

Bending Moment

Properties

Distance from middle of section: -73,000 mm

Moments

☐ Moment with angle

☒ Moment in X and Y axes

Bending Moment in Y axis: -2193,9 N m * 0,0418 ($M_{и} = F_{апз} \cdot r_{кпз}$)

Bending Moment in X axis: 0,000 N m

Рис. 3.27. Приклад задавання значень навантаження проміжного вала силами, що виникають в шестернях постійного зачеплення

Torque

Properties

Distance from middle of section: 97,000 mm

Moment

Torque: -3799,9 N m * 0,0418

$M_{kp} = -F_{тпз} \cdot r_{кпз}$

Axial Force

Properties

Distance from middle of section: 95,000 mm

Force

Axial Force: -3905,9 N (F_{a1})

Radial Force

Properties

Distance from middle of section: 97,000 mm

Forces

☐ Force with angle

☒ Forces in X and Y axes

Force in Y axis: 3340,3 N (F_{r1})

Force in X axis: -7665,9 N (F_{t1})

Bending Moment

Properties

Distance from middle of section: 97,000 mm

Moments

☐ Moment with angle

☒ Moment in X and Y axes

Bending Moment in Y axis: 3905,9 N m * 0,0218 ($M_{и} = F_{a1} \cdot r_{ш1}$)

Bending Moment in X axis: 0,000 N m

Рис. 3.28. Приклад задавання значень навантаження проміжного вала силами, що виникають в зачепленні шестерень першої передачі

Зовнішній вигляд епюр сумарного моменту згину та епюр моментів згину в горизонтальній і вертикальній площинах проміжного вала наведено на рисунку 3.29.

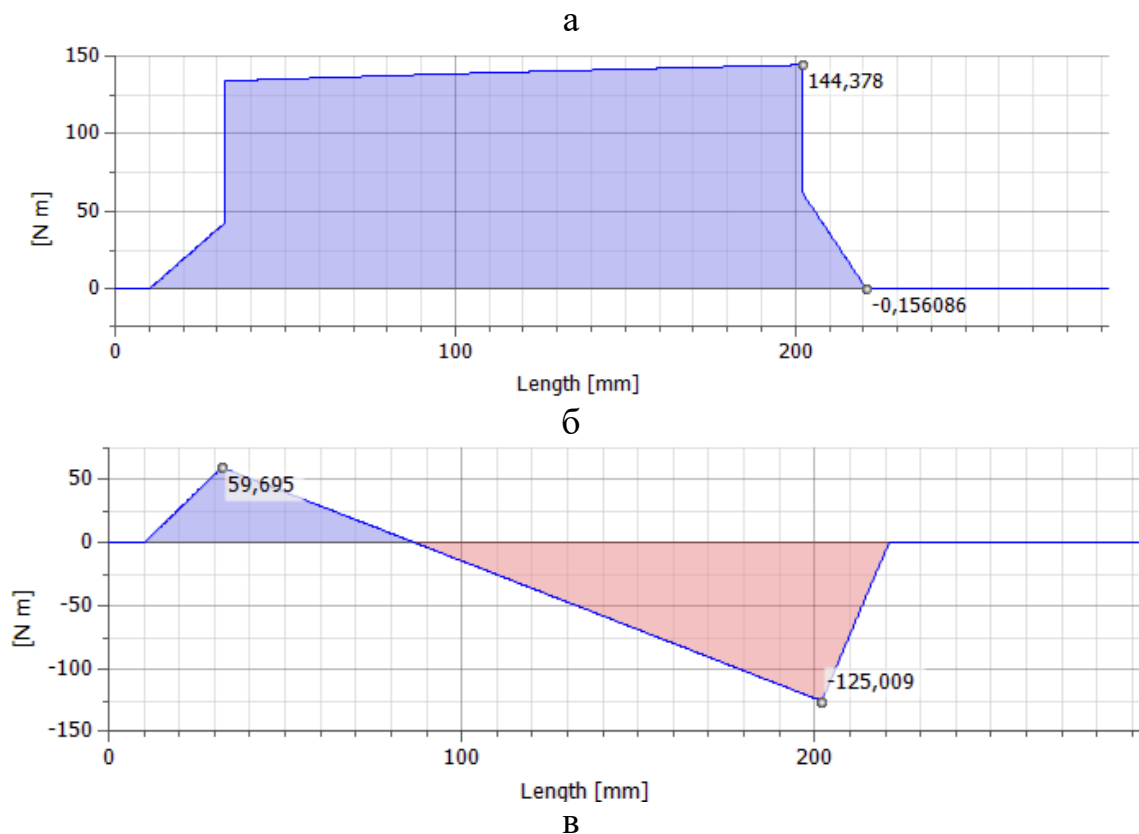
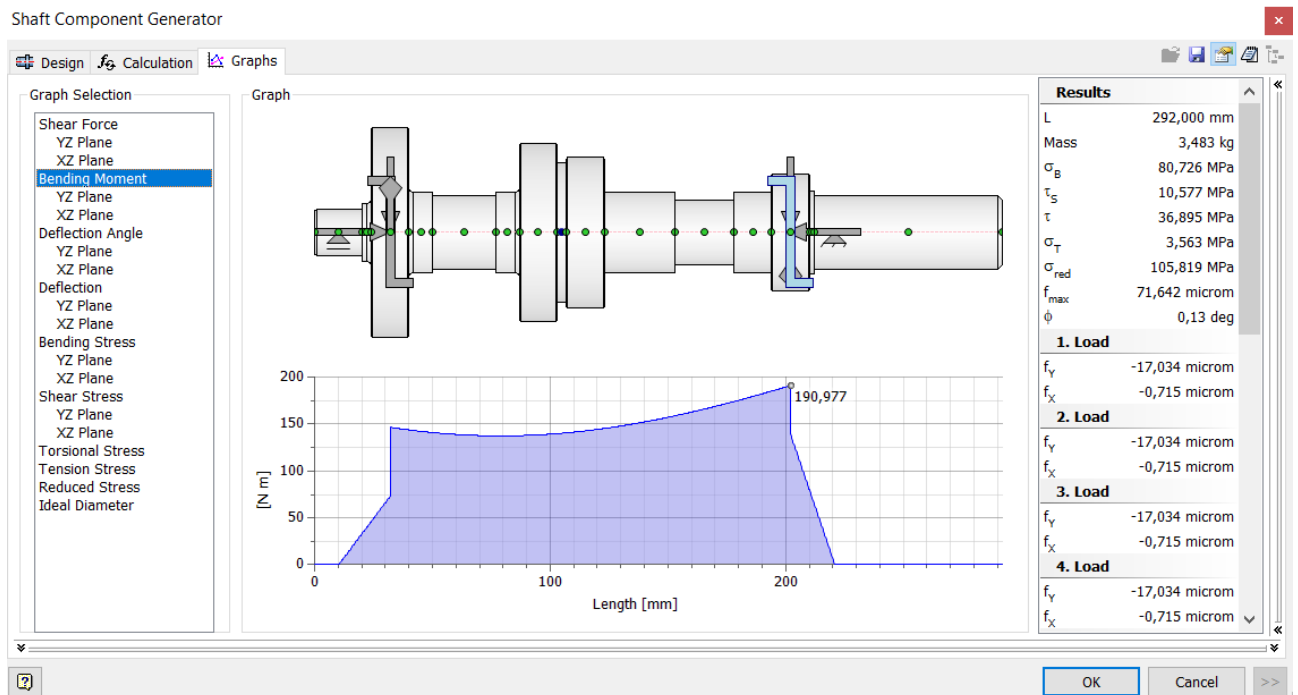


Рис. 3.29. Приклад епюр моменту згину проміжного вала:
а – сумарного моменту; б, в – моменту відповідно у вертикальній та горизонтальній площинах

Визначення параметрів жорсткості та міцності проміжного вала виконують за такою ж самою методикою що і для вторинного вала.

Розрахунок первинного вала коробки передач

На початку розрахунку задають опори вала та їхній вид. Зазвичай перша опора A (опора на підшипник у отворі маховика) є плаваючою. Задня опора B є фіксованою для сприйняття осьової сили $F_{апз}$. Для розрахунку на міцність та жорсткість 3-D моделі первинного вала в генераторі валів треба ввести значення сил, що діють у зачепленні та сил що діють з боку першої опори C вторинного вала F_y, F_x (рис. 3.30).

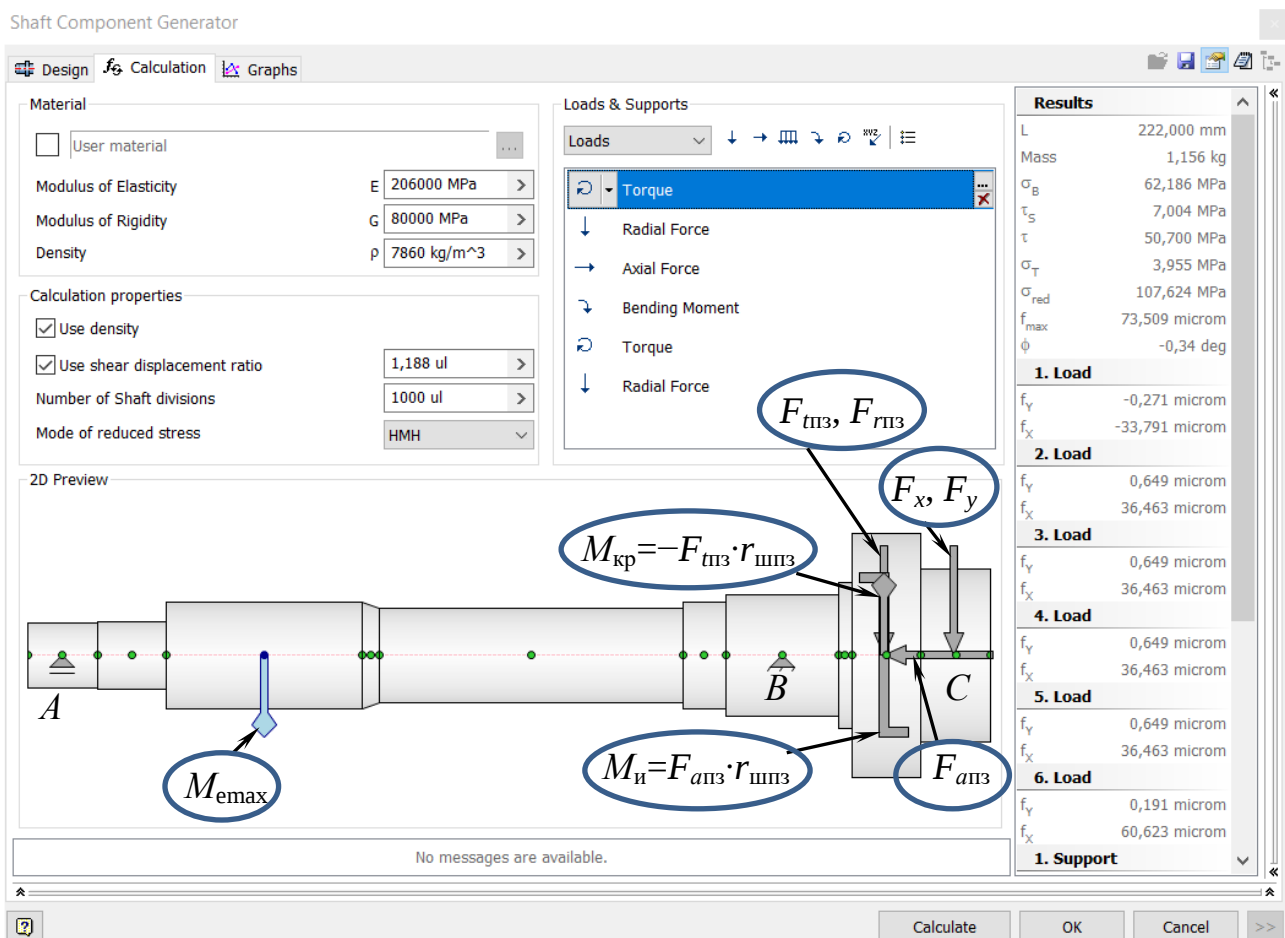


Рис. 3.30. Приклад завдання навантажень на первинний вал

Значення цих сил визначено при розрахунку вторинного вала. У переліку результатів наведено значення сил F_x, F_y і F_z що діють в опорах (Support) у трьох площинах та їх деформації f_x, f_y, f_z (рис. 3.31). У курсовому проєкті умовно приймаємо, що усі опори вала абсолютно жорсткі. В Autodesk Inventor опори вала нумеруються з ліва на право. Тобто на рисунку 3.31 опора C з першою опорою (1. Support).

Оскільки ця опора є плаваючою, остільки зусилля F_z дорівнює нулю. Значення сил F_x і F_y на опорі C вторинного вала використовують для розрахунку первинного вала та прикладаються в середині отвора в його задньому торці.

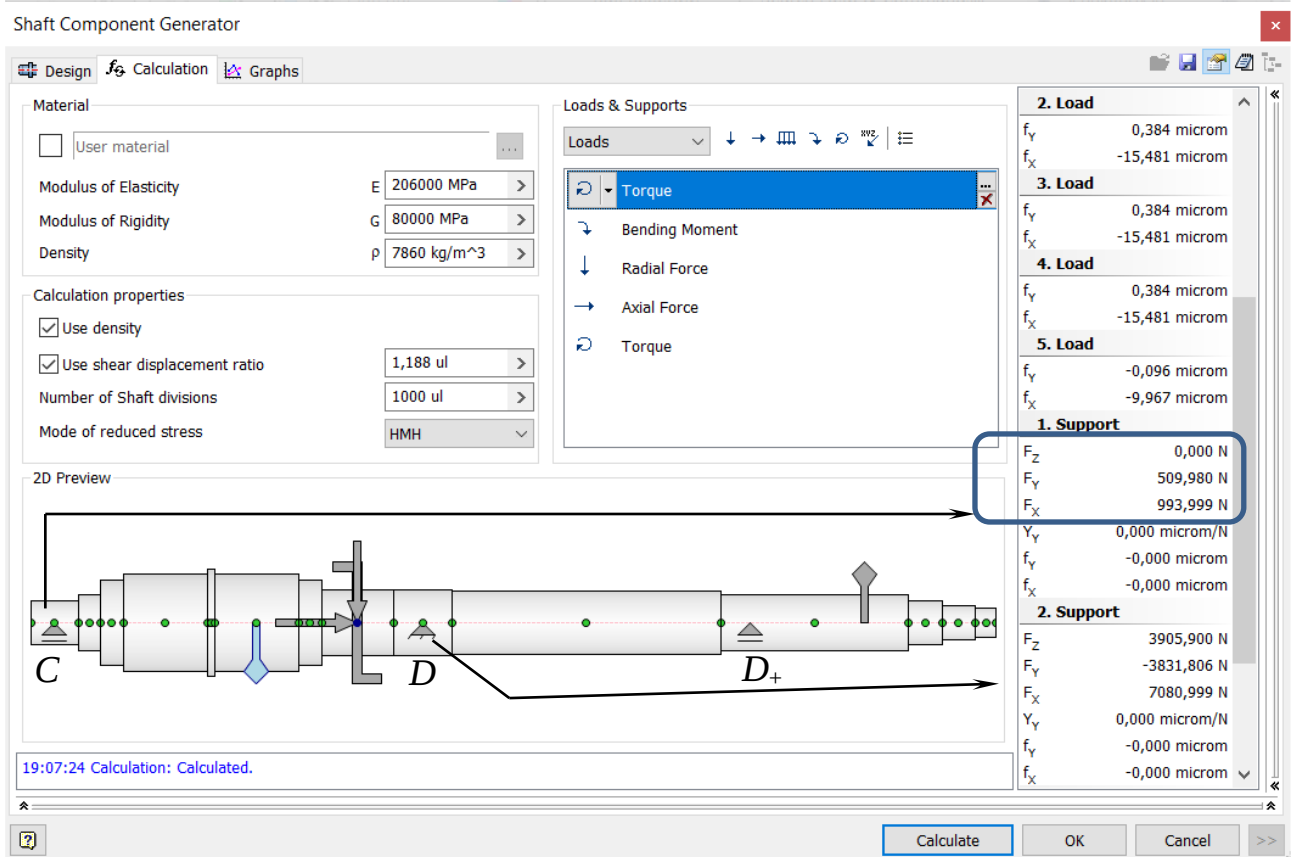


Рис. 3.31. Значення сил F_y , F_x , що діють на первинний вал з боку першої опори C вторинного вала

Приклад задавання значень навантажень на первинний вал наведено на рисунку 3.32. Крутний момент «Torque», що прикладеться з бік веденого диску зчеплення дорівнює максимальному моменту двигуна M_{emax} . Так як напрямок моменту M_{emax} , дивлячись з вершини осі z , не співпадає з напрямком годинникової стрілки його значення вводять зі знаком «-» (напрямок осей наведено на рис. 3.20).

Для створення рівноваги розрахункової схеми вала треба до нього прикласти момент навантаження «Torque», який створює колова сила $F_{\text{тпз}}$ на радіусі $r_{\text{тпз}}$, знак якого має зворотній напрямок щодо крутного моменту M_{emax} (див. рис. 3.32). Задавання значень навантажень первинного вала силами, що виникають в зачепленні шестерні має пояснення на рисунку 3.32. Після задавання значень навантажень виконують розрахунок вала натисканням кнопки (Calculate) (див. рис. 3.30).

Axial Force

Properties
Distance from middle of section: 143 mm

Force
Axial Force: $F_{aпз}$ -2193,9 N

Radial Force

Properties
Distance from middle of section: 143,000 mm

Forces
☒ Forces in X and Y axes

Force in Y axis: $F_{rпз}$ -1838,9 N

Force in X axis: $F_{тпз}$ -3799,9 N

Bending Moment

Properties
Distance from middle of section: 143 mm

Moments
☒ Moment in X and Y axes

Bending Moment in Y axis: $M_{и} = F_{aпз} \cdot r_{шпз}$ -2193,9 N m * 0,024

Bending Moment in X axis: 0 N m

Radial Force

Properties
Distance from middle of section: 159 mm

Forces
☒ Forces in X and Y axes

Force in Y axis: F_y 510 N

Force in X axis: F_x 994 N

Torque

Properties
Distance from middle of section: 88,000 mm

Moment
Torque: $-M_{emax}$ -95,5 N m

Torque

Properties
Distance from middle of section: 143 mm

Moment
Torque: $M_{emax} = M_{кр} = -F_{тпз} \cdot r_{шпз}$ 95,5 N m

Рис. 3.32. Приклад задавання значень навантаження первинного вала крутним моментом та силами, що виникають в зачепленні шестерні та з боку першої опори *C* вторинного вала

Зовнішній вигляд епюр сумарного згинального моменту та епюр згинальних моментів в горизонтальній і вертикальній площинах первинного вала наведено на рисунку 3.33.

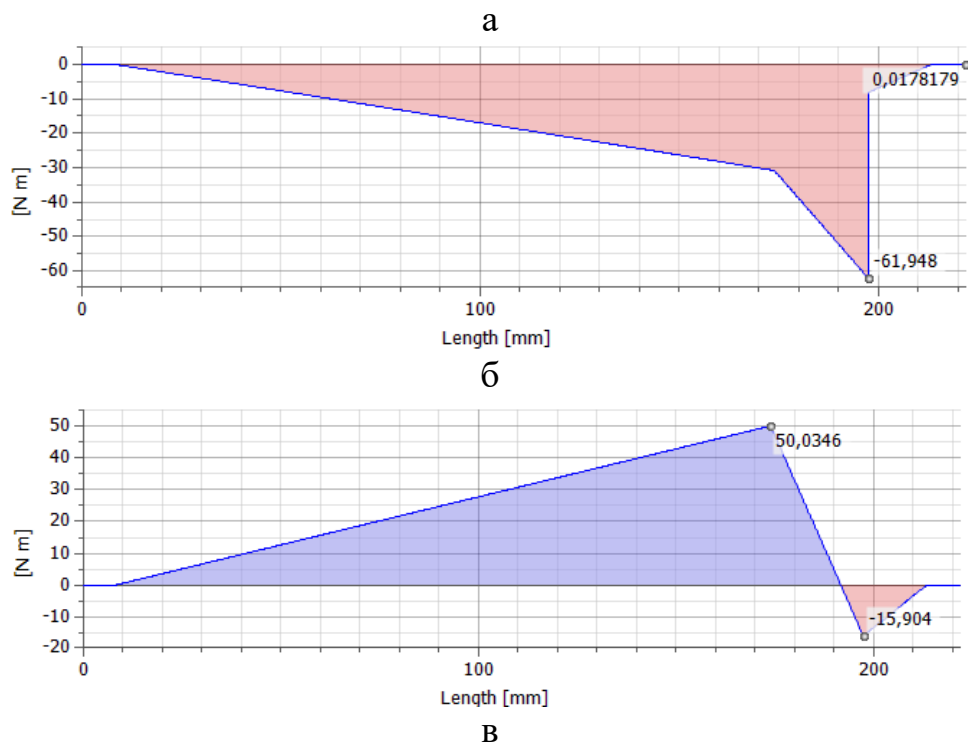
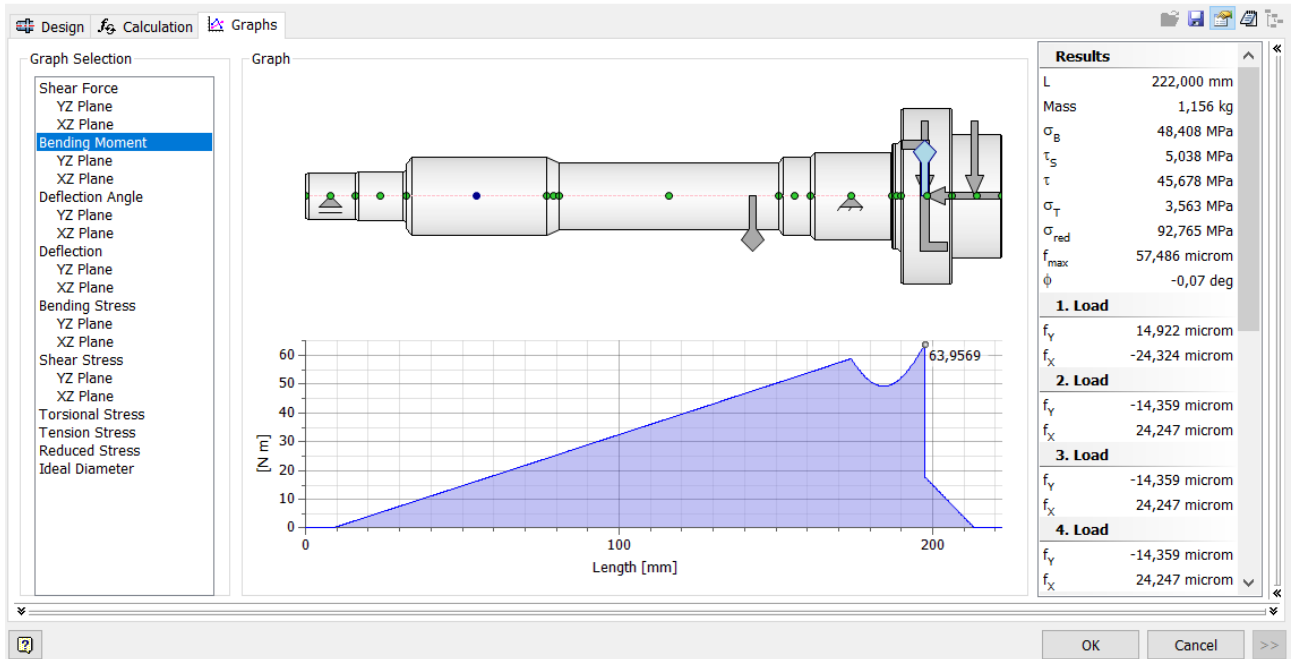
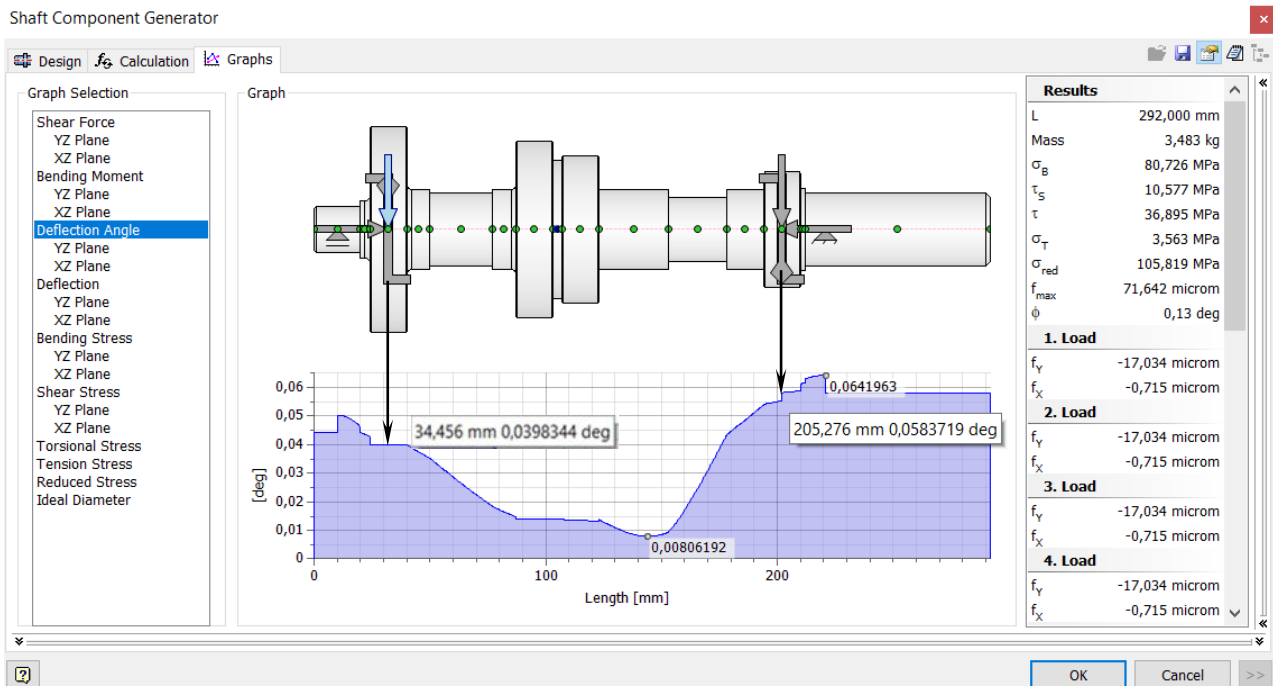


Рис. 3.33. Приклад епюр згинального моменту первинного вала:
а – сумарного моменту; б, в – моменту відповідно у вертикальній та
горизонтальній площинах

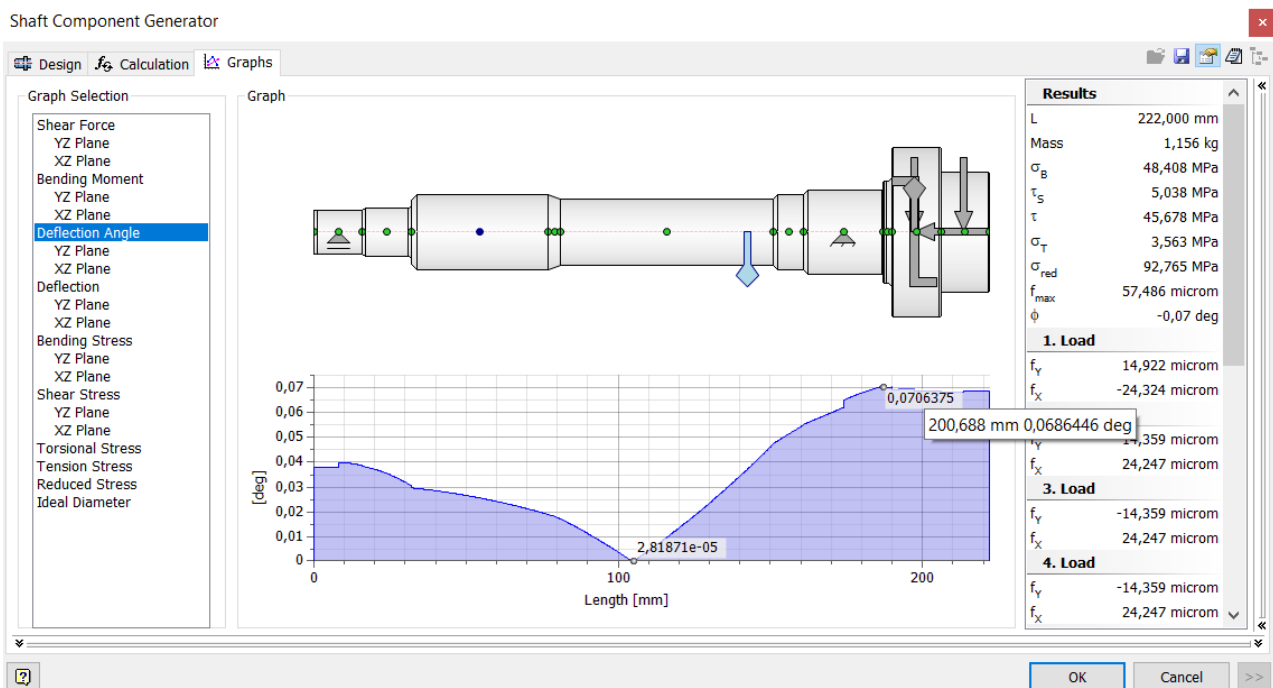
Визначення параметрів жорсткості та міцності первинного вала виконують за такою ж самою методикою що і для вторинного вала.

Результати розрахунку міцності та жорсткості валів відображають у пояснювальній записці у вигляді рисунків на яких наводять «prt sc» епюр згинальних моментів усіх валів у вигляді, як показано на

рисунках 3.23, 3.29. Параметри жорсткості та міцності валів заносять у пояснювальну записку у вигляді таблиці (див. табл. 3.4). Для визначення кута нахилу шестерень треба підвести «курсор миши» до відповідного місця на епюрі *Deflection Angle* і з'явиться вікно зі значенням кута відхилення лінії вала на цій ланки (див. рис. 3.24 і 3.34).



а



б

Рис. 3.34. Приклад визначення кута нахилу вала в місці розташування шестерні: а – проміжного; б – первинного

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку параметрів жорсткості та міцності валів (приклад)

Вал	Жорсткість вала			Міцність	
	Стріла прогину, мкм			Кут нахилу, град	Напруження, МПа
	f_x	f_y	$f_{\max}$	$\Theta_{\text{ш}}$	σ_{red}
Вторинний	-15,481	0,384	15,486	0,0286	199,118
Проміжний*	-0,715	-17,034	17,049	0,0398	105,819
	9,697	-19,598	21,866	0,0583	
Первинний	-24,324	14,922	28,536	0,0868	92,765
*) – у чисельнику для зубчастого колеса постійного зачеплення; у знаменнику для шестерні першої передачі					

Стрілу прогину вала f_x і f_y у відповідних площинах на ланках розташування шестерень визначають з колонки Results для навантажень (1.Load, 2.Load,...) які до нього прикладаються (див. рис. 3.24, 3.33). Значення максимальної стріли прогину вала $f_{\max}$ розраховують за формулою

$$f_{\max} = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}. \quad (3.37)$$

Максимальні значення приведених напружень σ_{red} діючих у небезпечних перерізах валів наведені у колонки Results (рис. 3.24, 3.33).

3.8 Технічні вимоги до деталей коробки передач та матеріали для їх виготовлення

Картери коробок передач вантажних автомобілів відливають із сірого чавуну марок СЧ18, СЧ21, СЧ24, а легкових автомобілів із сірого чавуну марок СЧ15, СЧ18 або із алюмінієвого сплаву АК12М2. Поверхні приєднувальних площин та роз'єму піддаються фрезерній обробці до забезпечення висоти нерівностей не більше 1,25...2,5 мкм. Отвори під підшипники та під вісь блока шестерень заднього ходу розточуються до забезпечення висоти нерівностей не більше 1,25...1,6 мкм.

Кришки картера відливаються з сірого чавуну марок СЧ15, СЧ18 та ковкого чавуну марки КЧ35 або із алюмінієвого сплаву АЛ9-В, АК12М2.

Шестерні, каретки синхронізаторів, ведучі, ведені та проміжні вали виготовляють зі сталевих поковок. Поковки зазначених вище деталей, крім ведених валів, підвергаються

нормалізації, а поковки ведених валів – покращенню. Матеріалом служать леговані сталі:

- мало вуглецеві 12ХН3А, 20ХН3А, 18ХГТ, 30ХГТ, 20ХГР та інші, які цементуються на глибину 0,8...1,5 мм;
- середньо вуглецеві 35Х, 40Х, 40ХА та інші, які підвергаються газовому ціануванню на глибину 0,2...0,4 мм;
- високо вуглецеві 45, 55П.

Деталі виготовлені із мало та середньо вуглецевих сталей підвергаються гартуванню та низькотемпературної відпустці. Деталі виготовлені із високовуглецевих сталей підвергаються гартуванню СВЧ на глибину 0,8...1,5 мм та низькотемпературному відпусканню. Твердість на робочих поверхнях зубців повинна бути в межах 56...64 HRC. Їх обробляють до забезпечення висоти нерівностей не більше 1,25...1,6 мкм.

Конусні кільця синхронізаторів виготовляють з латуней марок ЛМцСКА 58-2-2-1-1, ЛМцАЖН або із бронзи марки ОЦС 5-5-5.

Точність зубчастих зачеплень коробок передач легкових автомобілів за нормою плавності роботи повинні відповідати від 6 по 9 ступеню, а вантажних автомобілів від 6 по 10 ступеню (чим вище плавність роботи тим менша ступінь). При цьому граничні відхилення форми і розташування поверхонь корпусних деталей коробки передач, шестерень, валів, деталей синхронізаторів повинні відповідати значенням наведеним у таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Граничні відхилення форми і розташування поверхонь деталей коробок передач

Відхилення форми і розташування поверхонь	Граничні відхилення форми і розташування поверхонь, мкм,				
	при інтервалах номінальних діаметрів, мм				
	По 6	Св. 6 по 18	Св. 18 по 50	Св. 50 по 120	Св. 120 по 260
Від циліндричності	3	5	6	8	10
Від співвісності, радіальне биття,	12	16	20	25	30
	при інтервалах номінальних розмірів, мм				
	По 10	Св. 10 по 25	Св. 25 по 60	Св. 60 по 160	Св. 160 по 400
Від паралельності, від перпендикулярності, торцеве биття	6	10	16	25	40
Від площинності	4	6	10	16	25

Ці вимоги висуваються до поверхонь окремих деталей з якими взаємодіють поверхні інших деталей.

Шийки валів під зубчасті колеса, що обертаються на них, під голчасті підшипники, а також відповідні їм отвори виготовляють із граничними відхиленнями розмірів, які забезпечують посадки $H7/h7$ або $H7/f7$.

Для посадкових поверхонь вала під внутрішні кільця кулькових та роликових підшипників призначають поля допусків $k6$, а під сферичні підшипники – $p6$. Нерухомі зубчасті колеса та маточини муфт синхронізаторів встановлюють на вал із посадками $H7/k6$ або $H7/p6$. Діаметри отворів у картері під підшипники мають поля допусків $H7$.

Поверхні для таких посадок повинні мати шорсткість не більше $Ra\ 1,25\ \mu\text{м}$, а шорсткість поверхонь торців заплечиків на валах та в отворах – не більше $Ra\ 2,5\ \mu\text{м}$.

Сталеві деталі коробки передач мають захисне фосфатне, з просоченням маслом покриття. Зовнішні поверхні чавунних корпусних деталей після складання коробки передач покривають ґрунтом та лаком.

4 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРОЄКТУВАННЯ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ

Проектування карданної передачі слід починати з розробки кінематичної і конструктивної схеми.

Кінематична і конструктивна схеми карданної передачі визначаються в основному призначенням і компонованням автомобіля. На рис. 4.1 представлені кінематичні схеми карданних передач різних автомобілів. Двухвісних автомобілів з задньої ведучої віссю (рис. 4.1 а-г) та двома ведучими осями (рис. 4.1 д). Трьохвісних автомобілів з усьома ведучими осями (рис. 4.1 е, ж) та з тільки задніми ведучими осями (рис. 4.1 и).

Вибір конструктивної схеми карданної передачі повинен спиратися на аналог і перспективні тенденції. Так, наприклад, для легкових автомобілів важливо забезпечити низький рівень підлоги кузова, його вібрації, а також зниження шуму при передачі крутного моменту. Цього можна досягти зменшенням довжини вала або застосуванням подвійної карданної передачі з проміжною опорою на еластичній подушці. Для вантажних автомобілів важливо забезпечити довговічну роботу карданної передачі, що досягається застосуванням карданних шарнірів і шліцьових рухомих з'єднань з хорошим мащенням.

Після розробки кінематичної схеми карданної передачі і визначення конструкції її елементів (карданні шарніри, еластичні муфти, вали, проміжні опори, шліцьові і фланцеві з'єднання) проводять вибір основних параметрів карданної передачі: довжини валів і кутів їх установки, типорозміру шарнірів. Потім уточнюють конструкцію і її розміри в залежності від типу та розмірів елементів для регулювання, мащення, герметизації.

4.1 Визначення основних параметрів карданної передачі

Основні параметри карданної передачі визначають її конструкцію, габаритні розміри і масу.

Розрахунок довжини валів карданної передачі слід виконувати в такому порядку.

1. Визначають відстань між фланцями валів агрегатів, що з'єднуються карданною передачею та визначає її компоновальну довжину.

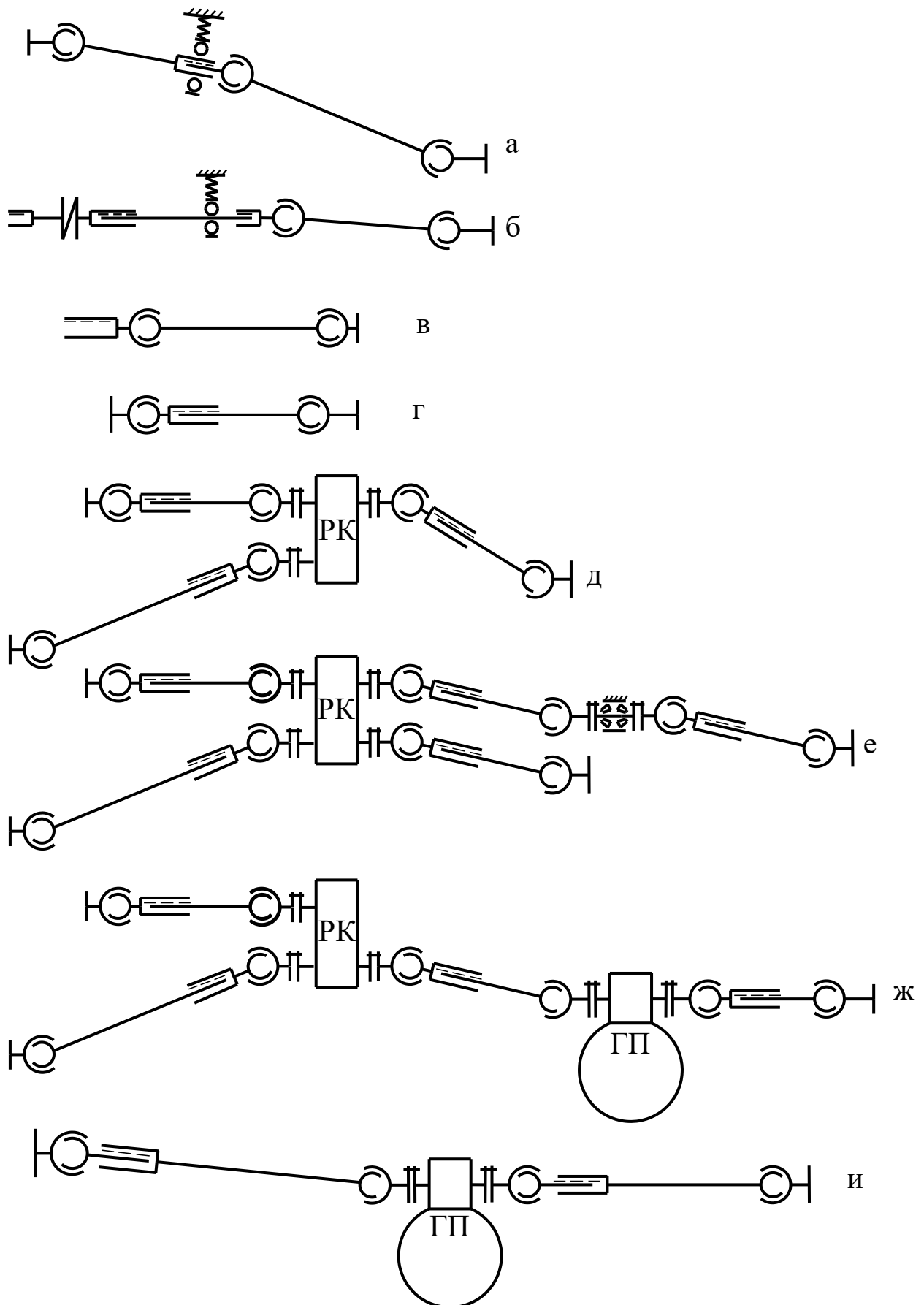


Рис. 4.1. Кінематичні схеми карданных передач

Компонувальна довжина карданної передачі залежить від радіуса ведучих коліс, колісної бази автомобіля, його компоновки і координат розташування агрегатів, конструкції агрегатів, що з'єднуються (рис. 4.2).

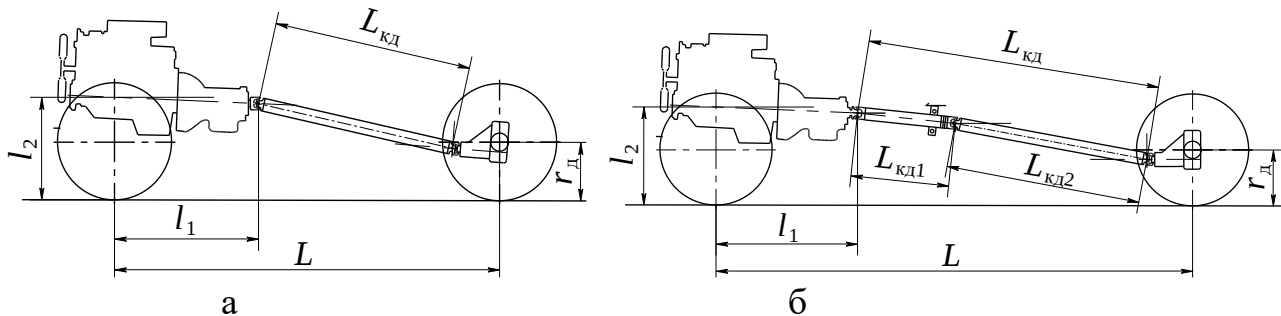


Рис. 4.2. Залежність компонувальної довжини карданної передачі автомобіля: а – з короткою базою; б – з довгою базою

При курсовому проектуванні багато параметрів компоновки ще невідомі, тому у першому наближенні компонувальну довжину L_{kd} карданної передачі двохвісного автомобіля з приводом на задні ведучі колеса можна визначити за емпіричною залежністю

$$L_{kd} = k_L \cdot L, \quad (4.1)$$

де $k_L=0,43\dots0,68$ – емпіричний параметр, що враховує компоновку агрегатів на автомобілі;

L – база автомобіля.

2. Знаходять максимальну частоту обертання карданного вала за виразом:

$$n_{\text{кард.мах}} = 2,65 \cdot v_{a_{\text{мах}}} \cdot u_{\text{в-к}} / r_k \quad (4.2)$$

де $v_{a_{\text{мах}}}$ – задана максимальна швидкість руху автомобіля, км/год;

$u_{\text{в-к}}$ – передатне число від карданного вала, який розраховується, до ведучих коліс;

r_k – радіус кочення ведучого колеса (приймаємо рівним динамічному радіусу r_d).

3. Визначають розрахунковий момент, що передається карданної передачею. При розрахунку карданних передач автомобілів з колісною формулою 4х2, а також карданних передач, розташованих між коробкою передач і роздавальною коробкою або прохідним мостом

візка, у якості розрахункового крутного моменту M , приймається максимальний момент двигуна на нижчій передачі:

$$M = M_{e\max} \cdot u, \quad (4.3)$$

де u – максимальне передатне число від двигуна до карданної передачі.

Величина M в (4.3) обмежується умовами зчеплення ведучих коліс з дорогою:

$$M \leq m_{z2} \cdot R_z \cdot \varphi \cdot r_d / u', \quad (4.4)$$

де R_z – нормальна реакція на ведучу вісь або осі, що приводяться карданною передачею;

m_{z2} – коефіцієнт перерозподілу вертикальних реакцій;

r_d – динамічний радіус колеса (для розрахунків динамічний радіус колеса r_d можна прийняти рівним статичному $r_{ст}$);

u' – передатне число між карданним валом та ведучими колесами;

φ – коефіцієнт зчеплення.

Права частина нерівності (4.4) визначається при розрахунку карданної передачі привода задніх ведучих осей умовами розгону автомобіля при рушанні з місця на дорозі з високим значенням коефіцієнта зчеплення. При цьому потрібно прийняти: $\varphi = 1,0$ і $m_{z2} = 1,3$.

Якщо виконується умова (4.4), то розрахунок ведеться за формулою (4.3). В іншому випадку – по правій частині нерівності (4.4).

При розрахунку карданних передач автотранспортних засобів з кількома ведучими мостами, розміщених за роздавальною коробкою, в якості розрахункового моменту карданної передачі приймається більший момент зчеплення ведучих коліс.

$$M = \begin{cases} R_{z1} \cdot \varphi \cdot r_d / u' & \text{якщо } R_{z1} > R_{z2} \\ R_{z2} \cdot \varphi \cdot r_d / u' & \text{якщо } R_{z2} > R_{z1} \end{cases}, \quad (4.5)$$

де 1 і 2 – індекси ведучих осей.

При цьому мається на увазі $\varphi = 0,6 \dots 0,7$.

4. За значенням розрахункового моменту обирають розміри внутрішнього d діаметра труби карданного вала та товщину її стінки δ . Для цього використовують дані табл. 4.1, в якій наведені розміри перерізів труб і значення крутних моментів, відповідні, статистичним

рівням напружень кручень в карданних валах для вантажних ($\tau_k = 100 \dots 200$ МПа) і для легкових ($\tau_k = 25 \dots 55$ МПа) автомобілів.

Зовнішній діаметр труби D карданного вала розраховують за формулою

$$D = d + 2 \cdot \delta. \quad (4.6)$$

5. Визначають допустиму довжину L_{kmax} , м, карданного вала з умови забезпечення стійкості прямолінійної форми його осі при обертанні з максимальною частотою

$$L_{kmax} = \sqrt{\frac{1,185 \cdot 10^5 \cdot \sqrt{D^2 + d^2}}{n_{кард.мах} \cdot k_{кр}}}, \quad (4.7)$$

де D і d – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри карданного вала, м;
 $k_{кр} = 1,43 \dots 2,0$ – коефіцієнт запасу за критичною частотою обертання карданного вала.

Мінімальне значення коефіцієнта запасу можна допустити при здійсненні ретельного балансування карданної передачі, високої точності виготовлення шліцьових з'єднань і мінімальних зазорів в шарнірах.

Довжиною карданного вала L_k вважається відстань між центрами карданних шарнірів.

Карданна передача між двома агрегатами може мати один карданний вал і два карданних шарніра (рис. 4.2а), якщо виконується умова (4.8).

$$L_{kd} < L_{kmax}. \quad (4.8)$$

При цьому приймають, що довжина карданного вала дорівнює компоувальній довжині L_{kd} карданної передачі, тобто $L_k = L_{kd}$. При необхідності, виконання умови (4.8) можна досягти збільшенням діаметра вала D і d , або застосуванням подовжених валів агрегатів, які з'єднуються, що менш доцільно. Якщо умова (4.8) не виконується, тоді карданна передача повинна мати два карданних вала, три карданних шарніра і додаткову опору (рис. 4.2б). Довжина заднього вала зазвичай більше переднього. При цьому сума довжин обох валів дорівнює компоувальній довжині карданної передачі, тобто $L_{k1} + L_{k2} = L_{kd}$.

Таблиця 4.1 – Розміри перерізів труб карданних валів і їх здатність навантаження

Крутний момент, який передається M , Н·м		Розміри перерізу, мм		(1)	(2)	Допустима довжина карданного вала (3) $L_{\text{кmax}}$, мм		
Вантажні автомобілі при $\tau_k=100 \dots 200$ МПа	Легкові автомобілі при $\tau_k=25 \dots 55$ МПа	Внутрішній діаметр, d	Товщина стілки, δ	$W_{\text{кр}},$ см^3	$J_p,$ см^4	при $n_{\text{max}}=$ 3000 хв^{-1}	при $n_{\text{max}}=$ 4000 хв^{-1}	при $n_{\text{max}}=$ 5000 хв^{-1}
844...1000	211...464	45	2,5	8,44	21,10	1340	1160	1040
861...1050	220...484	46	2,5	8,81	22,46	1370	1190	1060
977...1180	247...543	55	2,0	9,87	29,13	1490	1290	1150
1247...1500	312...686	55	2,5	12,47	37,40	1500	1300	1160
1782...2140	445...979	55	3,5	17,82	55,23	1510	1310	1170
2316...2780	579...1273	63	3,5	23,16	81,06	1610	1390	1250
1412...1700	353...776	66	2,0	14,12	49,43	1620	1400	1260
1297...1560	324...712	71	1,6	12,97	48,11	1680	1450	1300
1463...1750	366...805	71	1,8	14,63	54,57	1680	1460	1300
1630...1950	407...895	71	2,0	16,30	61,14	1680	1460	1300
1715...2060	429...943	71	2,1	17,15	64,48	1690	1460	1310
1799...2180	450...990	71	2,2	17,99	67,83	1690	1470	1310
2054...2460	513...1128	71	2,5	20,54	78,05	1690	1470	1310
2484...2980	621...1366	71	3,0	24,84	95,63	1700	1470	1320
2726...3280	621...1366	82	3,5	27,26	118,6	1810	1570	1400
3293...3950	621...1366	82	3,0	32,93	144,9	1820	1580	1410
3867...4640	621...1366	82	3,5	38,67	172,1	1820	1580	1410
4451...5340	621...1366	82	4,0	44,51	200,3	1830	1590	1420
5051...6050	621...1366	94	3,5	50,51	255,1	1950	1690	1510
5808...6950	621...1366	94	4,0	58,08	296,2	1950	1690	1510
$1 \cdot 10^4 \dots 1,2 \cdot 10^4$	621...1366	100,5	6,0	101,5	571	2020	1750	1570
7076...8500	621...1366	104	4,0	70,76	396,3	2050	1780	1590
8003...9600	621...1366	104	4,5	80,03	452,2	2060	1780	1600
8940...10700	621...1366	104	5,0	89,40	509,6	2060	1780	1600

Примітка: (1) – момент опору при крученні; (2) – полярний момент інерції; (3) – деякі закордонні фірми обмежують допустиму довжину карданного вала величиною $L_{\text{кmax}} = 1600$ мм незалежно від розмірів d і δ .

Визначають кути установки карданних валів (рис. 4.3). Кут γ , утворений валами карданної передачі при номінальному завантаженні автомобіля, не повинен бути менше $0,5^\circ$ або 1° . З іншого боку, він обмежується з метою недопущення значних інерційних навантажень умовою, град:

$$\gamma \leq \frac{10949}{n_{\text{кард.мак}}}.$$
 (4.9)

При максимальному ході підвіски кут між валами не повинен перевищувати значення:

$$\gamma' \cong 1,6 \cdot \gamma.$$
 (4.10)

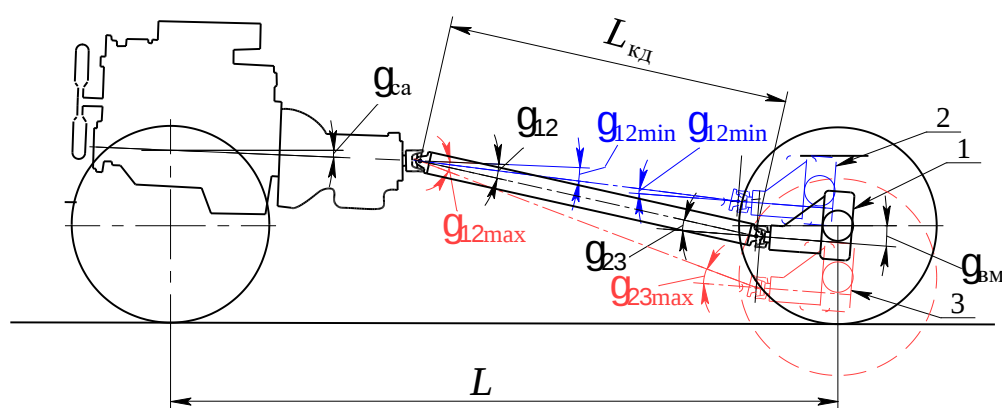


Рис. 4.3. Схема розташування валів карданної передачі у статичному та динамічному положенні автомобіля:

- 1 - статичне номінальне навантаження; 2 – максимальне динамічне навантаження (при збитому буфері);
- 3 – при вивішеному мості

Для коротких карданних валів важких вантажних автомобілів кути γ і γ' можуть бути збільшені в 1,4 рази. Екстремальні значення кутів γ між валами карданної передачі може набувати в крайніх положеннях ходу підвіски: при збитому обмежувачі ходу стиснення і при вивішеному ведучому мості (рис. 4.3). Визначення цих значень пов'язано зі знанням даних кінематики підвіски, загального компонування трансмісії автомобіля і виходить за рамки курсового проекту. Тому при розрахунках слід використовувати граничні значення кутів γ і γ' розраховані за

виразами (4.9) і (4.10). З досвіду автомобілебудування відомо, що при номінальному навантаженні у статичному положенні автомобіля значення кута γ не повинно бути більше 3° – для легкових автомобілів, 4° – для вантажних автомобілів і автобусів, 8° – для автомобілів високої прохідності. Для зменшення кутів між валами карданної передачі, за можливості, силовий агрегат і ведучий міст встановлюють з нахилом, як наведено на рисунку 4.3. При цьому кути нахилу γ_{ca} і γ_{vm} намагаються зробити однаковими зі значеннями від 2° до 4° .

Синхронне обертання ведучого та веденого валів карданної передачі досягається за умовами:

- у двохшарнірної передачі (рис. 4.4а, б) кути γ_{12} і γ_{23} між карданним валом 2 та відповідно ведучим 1 і веденим 3 валами повинні бути рівними, вилки шарнірів на проміжному валу 2 при його складанні розташовують у одній площині;
- у трьохшарнірної передачі (рис. 4.4в) з проміжною опорою синхронне обертання ведучого 1 і веденого 4 валів в залежності від розташування вилок на кінцях карданних валів 2 і 3 забезпечується при виконанні умов, що наведені у таблиці 4.2.

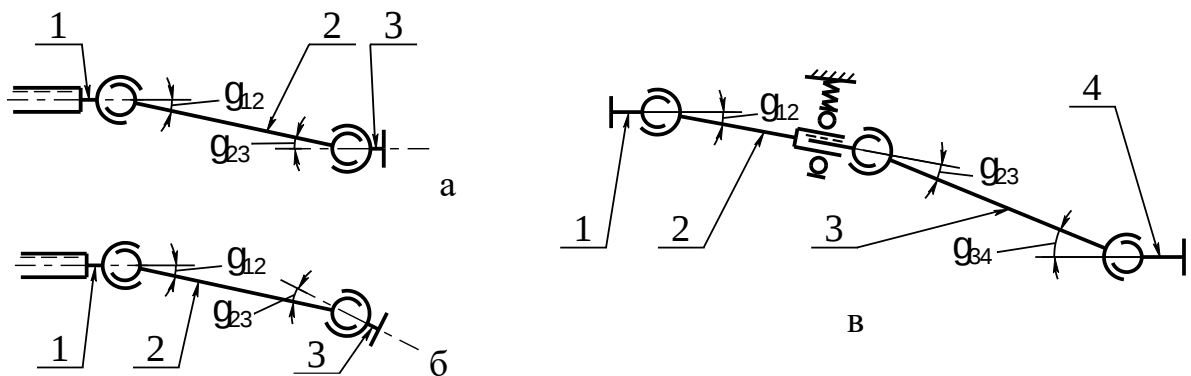


Рис. 4.4. Схеми розташування валів карданної передачі

Так як під час експлуатації автомобіля кути γ_{23} і γ_{34} змінюються при постійному значенні кута γ_{12} , то повної синхронізації обертання валів 1 і 4 отримати неможна.

Для отримання достатньо приємної синхронізації рекомендується кут γ_{12} обирати в межах 1° - 2° . На легкових автомобілях перший карданний шарнір доцільно замінити пружним напівкарданним шарніром. Це сприяє гасінню коливань у трансмісії та зменшує шум при передачі крутного моменту.

Таблиця 4.2 – Умови синхронного обертання ведучого і веденого валів трьохшарнірної карданної передачі

Взаємне розташування вилок шарнірів, рис. 4.4		Умова синхронного обертання
На кінцях вала 2	На кінцях вала 3	
Під кутом 90 град	У одній площині	$\cos\gamma_{12} \cdot \cos\gamma_{23} = \cos\gamma_{34}$
У одній площині	Під кутом 90 град	$\cos\gamma_{23} \cdot \cos\gamma_{34} = \cos\gamma_{12}$
У одній площині	У одній площині	$\cos\gamma_{12} \cdot \cos\gamma_{34} = \cos\gamma_{23}$

Якщо вали карданної передачі мають кути відхилень не тільки у вертикальній площині, як це наведено на рисунках 4.3, 4.4, але і горизонтальній, тоді кут встановлення валів γ визначається за формулою

$$\gamma = \sqrt{\gamma_{\text{гор}}^2 + \gamma_{\text{вер}}^2}, \quad (4.11)$$

де $\gamma_{\text{вер}}$, $\gamma_{\text{гор}}$ – кути встановлення валів, відповідно у вертикальній та горизонтальній площинах.

Визначають основні параметри хрестовини, вилки та підшипників карданного шарніру (рис. 4.5), які стандартизовано та поділено на дев'ять типорозмірів (табл. 4.3). Типорозмір карданного шарніру залежить від типу двигуна, моменту, що передається, середньої частоти обертання, кута установки валів та необхідного терміну служби. В залежності від конструкції кріплення хрестовини до вилки їх поділено на три типи *a*, *b* і *c* (рис. 4.5). У першому наближенні при курсовому проектуванні типорозмір шарніру можна визначити за значенням розміру *H*, мм, між торцями хрестовини (рис. 4.5а) в залежності від максимальної величини крутного моменту *M* на ведучому валу карданної передачі:

$$H_p \cong k_H \cdot \sqrt[3]{M}, \quad (4.12)$$

де k_H – емпіричний коефіцієнт;

M – величина максимально можливого крутного моменту, Н·м.

Значення емпіричного коефіцієнту приймають в залежності від типу автомобіля і величини моменту *M*:

- для легкових автомобілів $k_H=8,1$, якщо $M \leq 350$ Н·м і $k_H=10,1$, якщо $M \geq 350$ Н·м;
- для вантажних автомобілів $k_H=7,4$, якщо $M \leq 5000$ Н·м і $k_H=8,7$, якщо $M \geq 5000$ Н·м;

Значення розрахованої величини H_p за формулою (4.12) округляється до найближчого стандартного значення, що визначає типорозмір шарніра (табл. 4.3). Решта основних параметрів шарніра, вилки і підшипника стандартизовані та наведені в таблиці 4.3 та на рисунку 4.5.

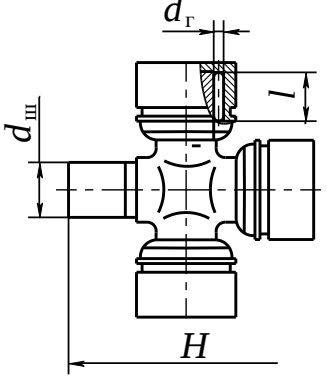
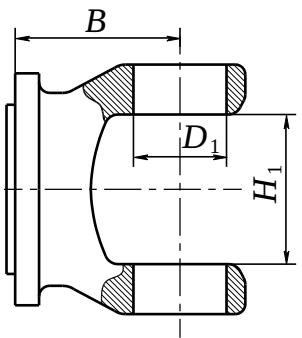
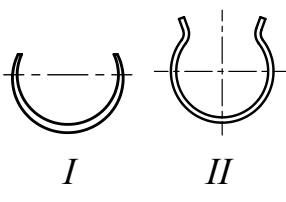
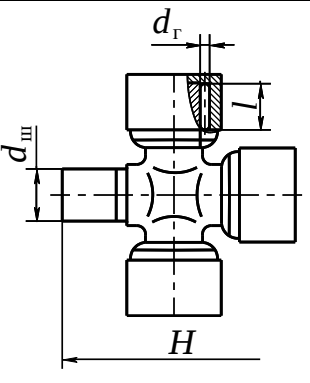
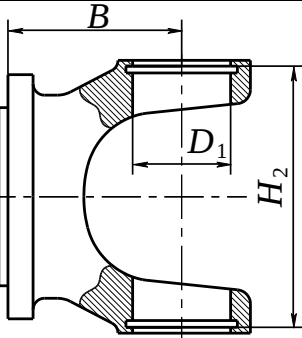
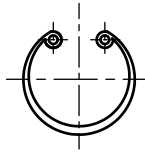
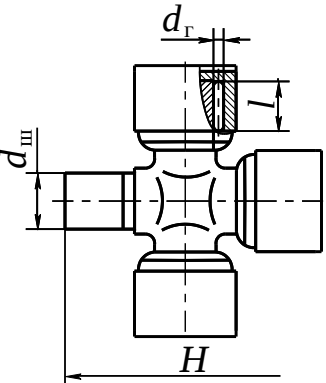
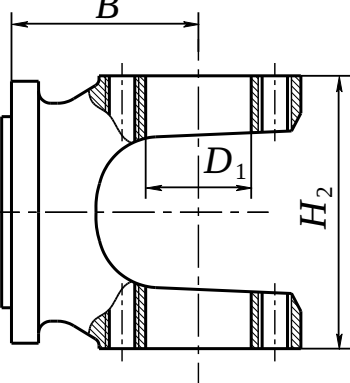
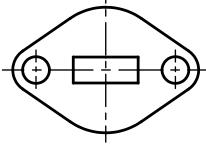
Тип <i>a</i> 		 два вида стопорних кілець, які встановлюється в канавці корпусу підшипника
Тип <i>b</i> 		 Стопорне кільце, яке встановлюється в канавці отвору під підшипник
Тип <i>c</i> 		 Стопорна кришка, яка крипиться до зовнішнього торцю отвору під підшипник
а	б	в

Рис. 4.5 – Основні розміри елементів карданного шарніра:
а – хрестовини та голки підшипника; б – вилки;
в – ескіз елементів приплення хрестовини

Таблиця 4.3 – Основні параметри асинхронних карданных передач

Типорозмір шарніра	Розміри між торцями хрестовини		Діаметр шипа		Розмір між опорними поверхнями вилок				Відстань від осі хрестовини до площини фланця		Діаметр отвору під підшипник		Підшипник		
	Н, мм	Граничне розмір	Номінальний розмір	Граничне відхилення	H ₁ , мм		Номінальний розмір	Граничне відхилення	B, мм		d _{плд} , мм		Кількість голок z _г	Діаметр голки d _г , мм	Довжина голки l, мм
					Номінальний розмір	Граничне відхилення			Номінальний розмір	Граничне відхилення	Номінальний розмір	Граничне відхилення			
0	40	-0,1	10	+0,01			46	-0,25			16	+0,03	-	-	-
I	57,2	-0,05	14,7		44,2	-0,05			36	±0,2	23,8	-0,02	22	2,4	10,0
II	74,2	-0,03	15,2	-0,012	45	-0,04			40	±0,2	28	-0,02	22	2,5	12,5
III	80	-0,07	16,3		60				45	±0,25	30	-0,03	29	2,0	13,8
IV	90	-0,11	22	-0,014			98		50	±0,25	35		26	3,0	13,5
V	108		25				118		65	±0,25	39		29	3,0	18,1
VI	127	-0,04	33,6				135	+0,04	74	±0,25	50	+0,03	38	3,0	18,0
VII	147			-0,017			155		86	±0,5			38	3,0	24,0
VIII	165		45				173		85	±0,5	62		50	3,0	24,0
IX	168	-0,04	49,42	-0,016			190	+0,2	110	-2	72	+0,03	-	-	-

Для порівняльного аналізу отриманих результатів застосовують дані таблиці 4.4, в якій вказані основні розміри елементів виконаних карданних передач.

Таблиця 4.4 – Основні розміри елементів карданних передач

Вид і клас автомобіля	Агрегати, що з'єднуються карданною передачею	Величина крутного моменту M , Н·м	Внутрішній діаметр труби карданного вала d , мм	Товщина стінки труби вала δ , мм	Довжина карданного вала L_k , мм	Типорозмір
Легковий 2-го класу	КП-ПО ПО-ЗМ	324 324	66 66	2,0 2,0	606 785	- I
Легковий 2-го класу	КП-ЗМ	386	71	1,8	1164	II
Легковий 3-го класу	КП-ЗМ	540	69	2,5	1208	III
Вантажний 3-го класу (4x4)	РК-ЗМ РК-ПМ	680 550	45 45	2,5 2,5	716 685	III III
Вантажний 3-го класу	КП-ПО ПО-ЗМ	1842 1842	71 71	2,1 2,1	1240 1295	IV IV
Вантажний 3-го класу (4x4)	КП-РК РК-ЗМ РК-ПМ	1842 1656 1262	71 71 71	2,1 2,1 2,1	580 1086 1062	IV IV IV
Вантажний 4-го класу (4x2)	КП-ПО ПО-ЗМ	2960 2960	71 71	3,0 3,0	711 1425	V V
Вантажний 5-го класу (4x2)	КП-ЗМ	3740	82	3,5	1704	VI
Вантажний 6-го класу (6x6)	РК-ПО ПО-ЗМ РК-ПМ	3064 3064 9348	82 82 82	3,5 3,5 3,5	1168 863 1083	VII VII VII
Вантажний 5-го класу (6x6)	КП-РК РК-ПрМ ПрМ-ЗМ РК-ПМ	2843 3972 2186 1930	- 82 71 71	- 3,5 2,5 2,5	308 1123 765 1080	VI VI V V
Вантажний 5-го класу (6x4)	КП- ПрМ ПрМ-ЗМ	4930 2465	82 71	3,5 3,0	862 517	VI V
Примітка: КП – коробка передач; ПО – проміжна опора; РК – роздавальна коробка; ПрМ – проміжний міст; ЗМ – задній міст; ПМ – передній міст.						

Якщо після розрахунку деталей шарніра на міцність з'ясовано, що міцність недостатня, то обирають більший типорозмір шарніра та повторюють розрахунок.

4.2 Розрахунок елементів карданної передачі

4.2.1 Розрахунок карданного вала

Якщо вали карданної передачі передають однаковий крутний момент при однаковій частоті обертання, то розраховується вал, який має найбільшу довжину. При цьому розміри поперечного перерізу інших валів приймаються такими ж, як і у найбільш довгого вала. Якщо вали карданної передачі передають крутний момент, що значно відрізняються за величиною (наприклад, вал до середнього прохідного моста і вал між середнім і заднім мостами), то вони розраховуються окремо.

При передаванні крутного моменту на валах карданних передач виникають напруження кручення τ_1 та вигину $\sigma_{\text{и}}$. Слід зазначити, що в карданній передачі виникають також напруження кручення τ_3 , які обумовлені нерівномірністю обертання її валів. Напруженнями розтягу-стиску зазвичай нехтують.

Напруження кручення, МПа,

$$\tau_1 = \frac{M}{W_{\tau}}, \quad (4.13)$$

де $W_{\tau} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D}$ – момент опору труби на кручення, мм³.

Напруження вигину, МПа:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M}{W_{\sigma}} \cdot \sin \gamma = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\sigma}}, \quad (4.14)$$

де $W_{\sigma} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}$ – момент опору труби на вигин, мм³;

$M_{\text{и}} = M \cdot \sin \gamma$ – згинальний момент карданного вала.

Приведені напруження від кручення та вигину визначають за формулою:

$$\tau_2 = \sqrt{\tau_1^2 + (0,5 \cdot \sigma_{\text{и}})^2}. \quad (4.15)$$

При припущенні, що нерівномірність обертання вала повністю поглинається його пружною деформацією при скручуванні, визначають виникаючі при цьому напруження:

$$\tau_3 = 10^6 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{\Theta \cdot D \cdot G}{L_k}, \quad (4.16)$$

де $\Theta = 10^{-6} \cdot \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M \cdot L_k}{J_\rho \cdot G}$ – кут закручування вала, град;

$J_\rho = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32}$ – полярний момент інерції перерізу труби, м⁴;

G – модуль пружності при крученні (для сталі $G=85000$ МПа).

Сумарні дотичні напруження визначаються у вигляді:

$$\tau_\Sigma = \tau_2 + \tau_3, \quad (4.17)$$

При цьому повинні бути виконані вимоги:

- міцності $\tau_\Sigma=100\dots300$ МПа;
- жорсткості $\Delta\varphi=\Theta/L_k \leq 3\dots9$ град/м.

4.2.2 Розрахунок хрестовини карданного шарніра

Розрахунок хрестовини карданного шарніра виконують після уточнення її конструкції, яка визначається способом герметизації голчастих підшипників. Деякі конструктивні рішення герметизації представлені на рис. 4.6. Вони визначаються типом мастильного матеріалу і способом мащення шарнірів. Розміри сальників, зображених на рис. 4.6 а, б, визначаються розмірами манжет. Розміри сальників, представлених на рис. 4.6 в, г, д, визначаються конструктивно.

При розрахунку хрестовини карданного шарніра обчислюються наступні параметри.

1. Умовно зосереджена нормальна сила, що діє в середині голки (рис. 4.7):

$$P_{ш} = \frac{M}{2 \cdot r \cdot \cos \gamma}, \quad (4.18)$$

де M – розрахунковий момент, Н·м;

$$r = \frac{H - l_p}{2} \text{ — відстань від осі обертання до середини голчастого}$$

підшипника, м;

γ — кут установки карданного шарніра, град.

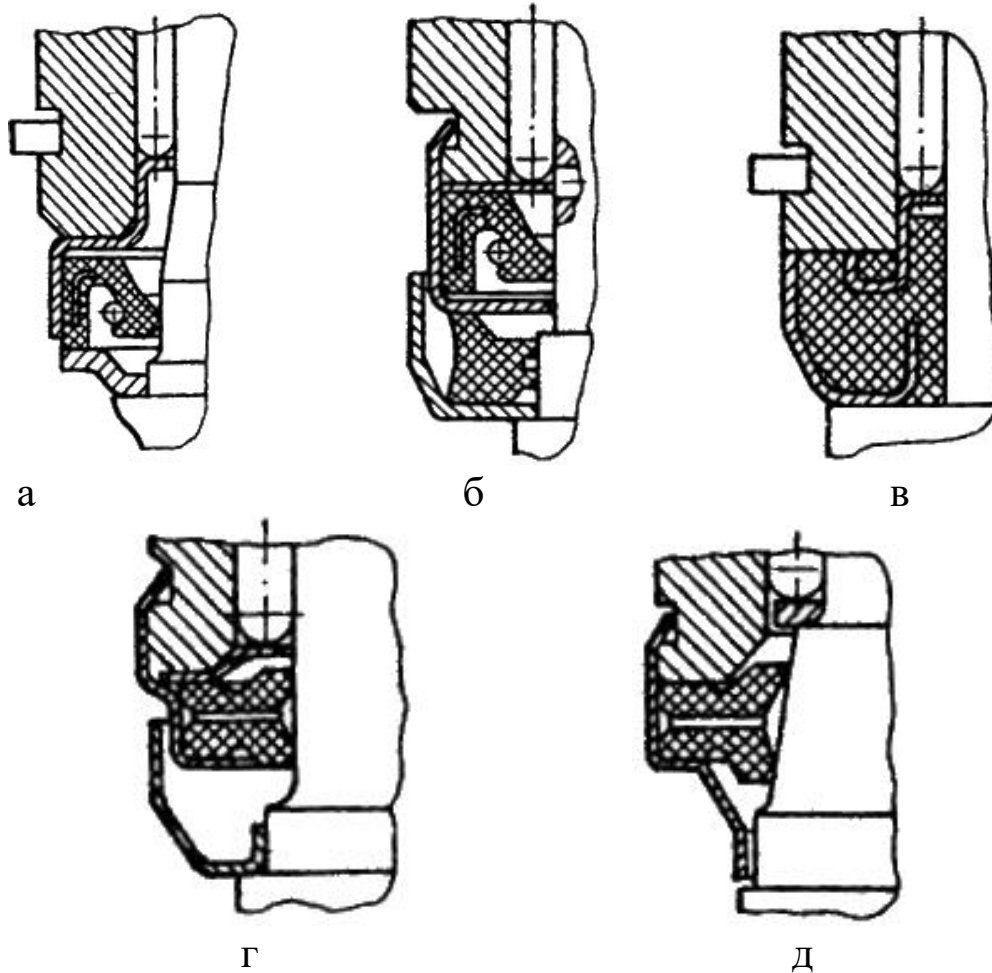


Рис. 4.6. Варіанти конструкцій елементів ущільнювачів голчастих підшипників карданних шарнірів

2. Напруження вигину шипа в перерізі А–А (рис. 4.7):

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{P_{\text{ш}} \cdot a}{W_{\sigma}}, \quad (4.19)$$

де a — плече сили $P_{\text{ш}}$, мм, (визначається виходячи з того, що сила прикладена в середині голки карданного підшипника);

$W_{\sigma} = \frac{\pi \cdot (d_{\text{ш}}^4 - d_0^4)}{32 \cdot d_{\text{ш}}}$ — момент опору вигину, мм³ ($d_{\text{ш}}$ — діаметр шипа хрестовини, мм; d_0 — діаметр отвору для мащення, мм).

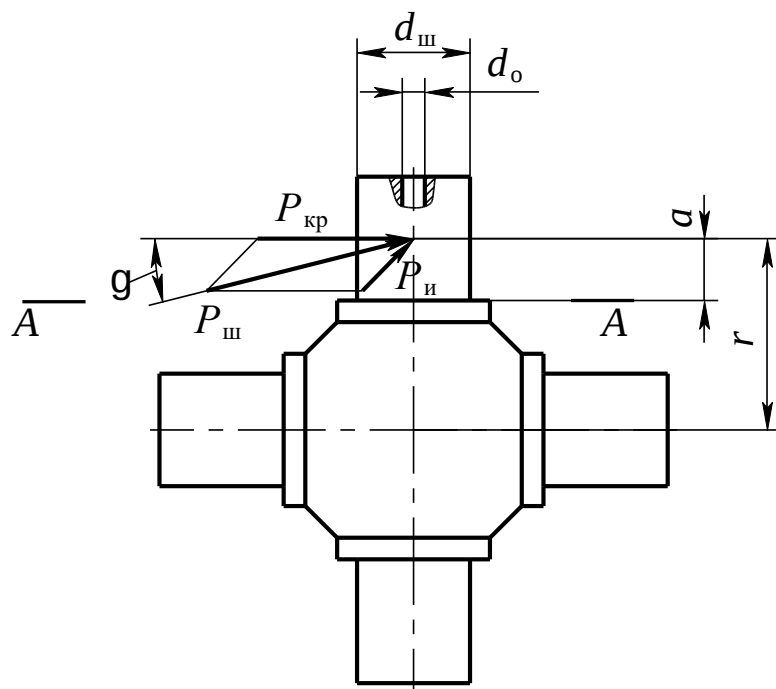


Рис. 4.7. Розрахункова схема шипа хрестовини

Оцінку напруженого стану шипа при вигині проводять зіставляючи значення $\sigma_{\text{и}}$ із середнім статистичним рівнем напружень вигину в виконаних конструкціях. Умова міцності шипа хрестовини

$$\sigma_{\text{и}} \leq [\sigma_{\text{и}}] = 200 \dots 300 \text{ МПа.} \quad (4.20)$$

3. Напруження зрізу шипа в перерізі А–А (рис. 4.7):

$$\tau = \frac{4P_{\text{ш}}}{\pi \cdot (d_{\text{ш}}^2 - d_0^2)}. \quad (4.21)$$

Напруження зрізу шипа не повинна перевищувати 60...100 МПа.

4. Контактні напруження в шипі:

$$\sigma_{\text{н}} = 0,418 \cdot \sqrt{2q \cdot E_{\text{пр}} \frac{d_{\text{ш}} + d_{\text{г}}}{d_{\text{ш}} \cdot d_{\text{г}}}}, \quad (4.22)$$

де q – розподілене навантаження, Н·мм;

$E_{\text{пр}} = 2 \cdot 10^5$ МПа – приведений модуль пружності;

$d_{\text{г}}$ – діаметр голки, мм.

Розподілене навантаження, яке діє на одиницю довжини найбільш навантаженої голки підшипника визначається за формулою

$$q = \frac{5 \cdot P_{\text{ш}}}{z_{\text{г}} \cdot l_{\text{р}}} \quad (4.23)$$

де $z_{\text{г}}$ – кількість голок в підшипнику;

$l_{\text{р}}$ – робоча довжина голки, мм;

Робоча довжина голки у першому наближенні може бути визначена за емпіричною залежністю $l_{\text{р}} = l - (0,6 \dots 1) \cdot d_{\text{г}}$. Довжина голки l та їх кількість $z_{\text{г}}$ визначаються за таблицею 4.3.

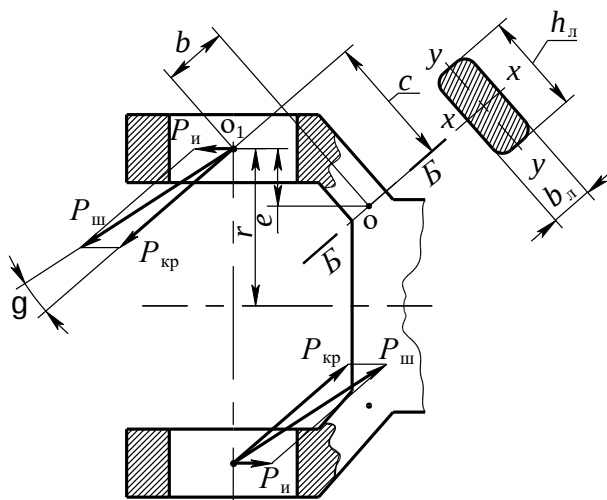
Допустима величина контактних напружень $[\sigma_{\text{н}}] = 3500$ МПа.

4.2.3 Розрахунок вилки карданного шарніра

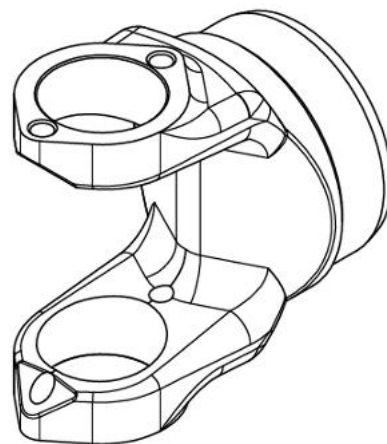
Вилка карданного шарніра розраховується на вигин і на кручення вушка вилки в небезпечному перерізі Б–Б (рис. 4.8). Під дією сили $P_{\text{ш}}$, прикладеної на плечі c , напруження вигину, мм,

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_{\text{ш}} \cdot c}{W_{\sigma}}, \quad (4.24)$$

де W_{σ} – момент опору вигину небезпечного перерізу вушка вилки, мм³.



Розрахункова схема



3-D модель

Рис. 4.8. Вилка карданного шарніру

Напруження кручення в небезпечному перерізі Б–Б, що виникає під дією сили $P_{\text{ш}}$, яка додається на плечі b , мм:

$$\tau = \frac{P_{\text{ш}} \cdot b}{W_{\tau}}. \quad (4.25)$$

де W_{τ} – момент опору крученню небезпечного перерізу вушка вилки, мм^3 .

Моменти опору W_{σ} і W_{τ} залежать від форми небезпечного перерізу. У багатьох випадках воно може бути замінено прямокутним зі сторонами $b_{\text{л}}$ і $h_{\text{л}}$ (рис. 4.8), в цьому випадку отримаємо:

$$W_{\sigma} = \frac{b_{\text{л}} \cdot h_{\text{л}}^2}{6}; \quad W_{\tau} = k \cdot h_{\text{л}} \cdot b_{\text{л}}^2 \quad (4.26)$$

Для співвідношень $h_{\text{л}}/b_{\text{л}}$, рівних 1; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3; 4; 10, значення коефіцієнта k відповідно рівні 0,208; 0,231; 0,239; 0,246; 0,258; 0,267; 0,282; 0,312. При курсовому проектуванні у першому наближенні можна прийняти, що розмір $b_{\text{л}}$ приблизно дорівнює довжині голки l , а ширину вушка орієнтовно розрахувати за емпіричною залежністю $h_{\text{л}} = d_{\text{пд}} + (10 \dots 15)$.

Напруження, що виникають при вигині вилки, не повинні перевищувати 50...80 МПа, а при крученні – 80...160 МПа.

4.2.4 Розрахунок голчастих підшипників карданного шарніра

При розрахунку голчастих підшипників карданного шарніра необхідні наступні параметри.

1. Середній розрахунковий момент на карданному валу до коробки передач $M_{\text{ер}}$ і середній трансмісійний розрахунковий момент $M_{\text{тр}}$, за яким розраховують підшипники карданних шарнірів після коробки передач.

Розрахункові моменти в залежності від параметра автомобіля, що задається відношенням його ваги до максимального крутного моменту двигуна, визначають за формулами табл. 4.5.

У табл. 4.5 наведено емпіричний коефіцієнт, який визначається за залежністю:

$$C' \cong 0,23 \cdot \left(1 + \frac{G_{\text{а}}}{M_{\text{е max}}} \right), \quad (4.27)$$

де $G_{\text{а}}$ – повна вага автомобіля, Н;

$M_{\text{е max}}$ – максимальний крутний момент двигуна, Н·см.

Причому по $M_{тр}$, розрахованому за формулами табл. 4.5, проводять розрахунок підшипників шарнірів карданної передачі, встановленої безпосередньо за коробкою передач.

Таблиця 4.5 – Середні розрахункові моменти

Параметр G_a/M_{emax} , Н/(Н·см)	Розрахункова формула моменту, Н·м
$G_a/M_{emax} < 1$	$M_{ер} = M_{тр} = C' \cdot M_{emax}$
$1 < G_a/M_{emax} < 3,3$	$M_{ер} = 0,5 \cdot M_{emax}$ $M_{тр} = C' \cdot M_{emax}$
$G_a/M_{emax} > 3,3$	$M_{ер} = 0,5 \cdot M_{emax}$ $M_{тр} = M_{emax}$

При розрахунку підшипників шарнірів карданної передачі за роздавальною коробкою або за прохідним мостом потрібно враховувати розподіл цього моменту між ведучими мостами.

2. Радіальне навантаження на підшипник P_p при дії середнього моменту визначається за формулою (4.18), звідси, при підстановці в неї значення середнього розрахункового моменту.

3. Фактор гойдаючого руху в підшипнику:

$$n = \frac{\gamma}{\alpha}, \quad (4.28)$$

де $\alpha = 360/z_r$ – центральний кут між голками підшипника.

Якщо $n > 1$ і є дробним числом, то його значення округлюють до меншого цілого числа. Якщо $0,9 < n < 1$, то приймають $n = 1$.

4. Поправочний коефіцієнт K_α .

При $n = 0,2 \dots 0,9$:

$$K_\alpha = 0,83 \cdot (n + 1), \quad (4.29)$$

при $n \geq 1$:

$$K_\alpha = 1 + \sum_{j=1}^m \cos^{3,7}(j \cdot \alpha), \quad (4.30)$$

де $j = 1, 2, 3, \dots, m$ – степінь ітерації.

При $n < 0,2$ проводять перевірку підшипника тільки за величиною допустимого навантаження $[P]$.

5. Коефіцієнт K_k , що враховує вплив гойдаючого руху на строк служби підшипника:

$$K_k = \frac{0,1 \cdot z_r}{K_\alpha}. \quad (4.31)$$

6. Знос підшипника, спричинений втомою (в умовних одиницях), накоплений за 1 км пробігу автомобіля:

$$R_{1n} = \frac{1000 \cdot u_{в-к} \cdot P_p \cdot K_6}{2 \cdot \pi \cdot r_d}, \quad (4.32)$$

де $K_6=1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт безпеки.

7. Розрахунковий термін служби голчастого підшипника шарніра (в кілометрах пробігу автомобіля)

$$S_n = \frac{10^6 \cdot K_k \cdot C^{3,33}}{R_{1n}}, \quad (4.33)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипник, Н.

За відсутності даних C можна визначити за формулою:

$$C = 36 \cdot \sqrt[3]{z_r^2} \cdot d_r \cdot l_p. \quad (4.34)$$

Розрахунковий термін служби голчастого підшипника шарніра повинен перевищувати пробіг до капітального ремонту автомобіля.

Голчасті підшипники перевіряють за величиною допустимого навантаження:

$$[P] = 7900 \frac{z_r \cdot d_r \cdot l_p}{\sqrt[3]{\frac{n_m}{u_{тр}} \cdot \operatorname{tg} \gamma}}, \quad (4.35)$$

де $u_{тр}$ – передатне число трансмісії від двигуна до розрахункового шарніру;

n_m – частота обертання колінчастого вала при максимальному моменті двигуна, об/хв.

Значення робочої довжини l_p та діаметру голки d_r підставляємо у сантиметрах (рис. 4.9).

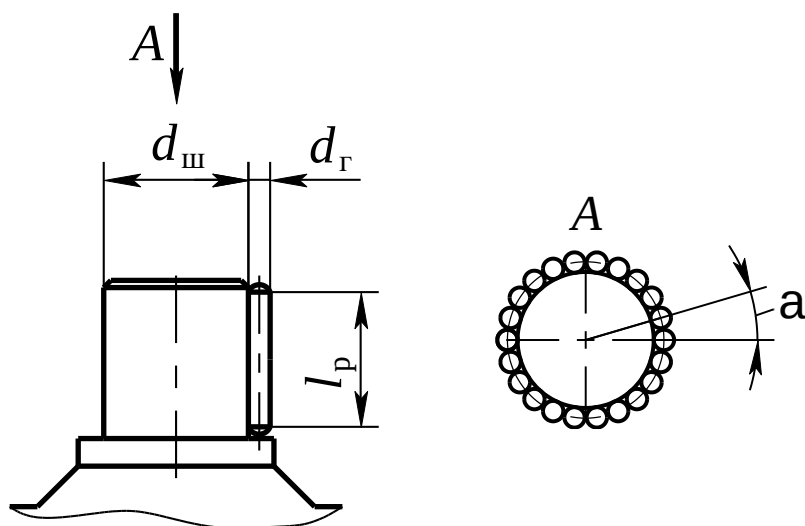


Рис. 4.9. Параметри голчатого підшипника

Умовно зосереджена нормальна сила, що діє в середині голки, не повинна перевищувати допустиму

$$P_{\text{ш}} \leq [P]. \quad (4.36)$$

4.2.5 Розрахунок бовтів кріплення карданного вала

Передача крутного моменту фланцевим з'єднанням карданної передачі зазвичай здійснюється за рахунок тертя в стику фланця. При цьому бовти поставлені з зазором, що полегшує складання карданної передачі. Схему для розрахунку бовтів фланцевого з'єднання наведено на рисунку 4.10. Параметри фланцевого з'єднання регламентовані в залежності від типорозміру шарніру (див. додаток Г).

При розрахунку визначають зусилля затяжки бовтів, необхідне для забезпечення передачі крутного моменту за рахунок сил тертя у фланці:

$$T = \frac{M}{r_6 \cdot z_6 \cdot \mu}, \quad (4.37)$$

де r_6 – радіус розташування бовтів, м;

z_6 – кількість бовтів;

μ – коефіцієнт тертя (для «сталь по сталі» $\mu = 0,15$).

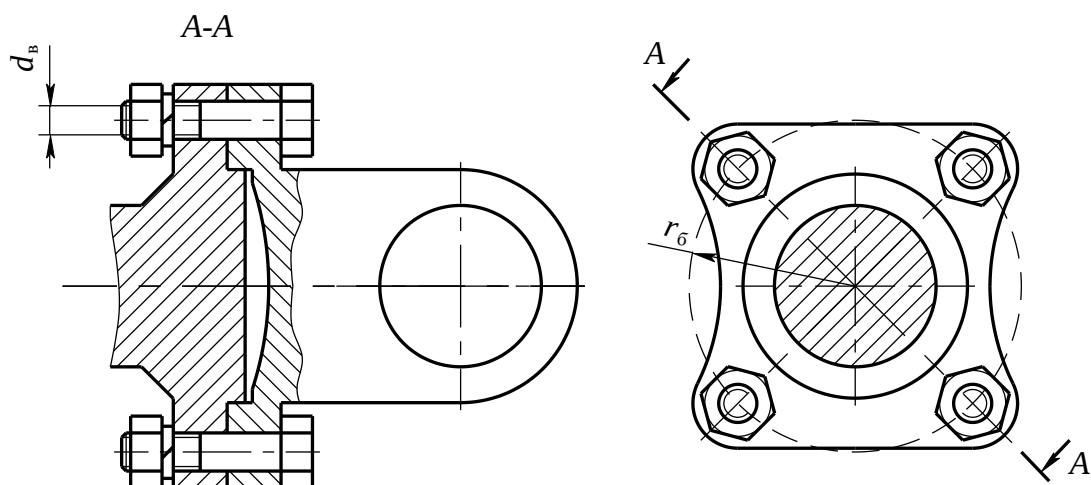


Рис. 4.10. Схема фланцевого з'єднання вала та вилки

Нормальне напруження затягування:

$$\sigma = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_b^2}, \quad (4.38)$$

де d_b – внутрішній діаметр нарізі, мм.

Крутний момент від тертя у нарізі:

$$M_p = \frac{T \cdot d_{cp}}{2000} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho), \quad (4.39)$$

де d_{cp} – середній діаметр нарізі, мм;

$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{S}{\pi \cdot d_{cp}}\right)$ – кут підйому нарізі, рад, (S – крок нарізі);

$\rho = \operatorname{arctg}(\mu)$ – кут тертя нарізної пари, рад.

При визначенні кута підйому нарізі середній діаметр нарізі d_{cp} та її крок S підставляти в мм.

Дотичне напруження затяжки визначається:

$$\tau = \frac{1000 \cdot M_p}{W_{кр}}, \quad (4.40)$$

де $W_{кр} = 0,2 \cdot d_b^3$ – момент опору крученню найменшого прерізу бовта, мм³.

Приведені напруження визначається:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}. \quad (4.41)$$

Зазначені напруження повинні задовольняти умові:

$$\sigma_{\text{пр}} \leq \frac{\sigma_{\text{т}}}{n_{\text{т}}}, \quad (4.42)$$

де $\sigma_{\text{т}}$ – границя плинності матеріалу бовта (див. пункт 4.3.1);

$n_{\text{т}}=1,3 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу міцності.

Момент тертя на торці гайки:

$$M_{\text{тр2}} = T \cdot r_{\text{т}} \cdot \mu, \quad (4.43)$$

де $r_{\text{т}} \approx 0,8d$ – середній радіус тертя гайки (d – зовнішній діаметр бовта), м.

Момент на ключі:

$$M_{\text{кл}} = M_{\text{р}} + M_{\text{тр2}}. \quad (4.44)$$

Параметри d , $d_{\text{в}}$, $d_{\text{ср}}$, $r_{\text{т}}$ визначають згідно даних приведених у літературі [12, 15]. Момент на ключі, необхідний для закручування гайок фланцевого з'єднання, вказують в технічних вимогах на складальному кресленнику.

4.2.6 Розрахунок пружних карданних шарнірів

Розрахунок пружного карданного шарніра полягає в визначенні напружень, що виникають в гумовому пружному елементі (рис. 4.11). Підчас передачі крутного моменту пружним карданним шарніром його гумовий елемент підвергається в трьох місцях стисканню та в трьох місцях розтягуванню. Руйнування пружного елементу відбувається в місцях розтягування.

Напруження розриву $\sigma_{\text{р}}$, МПа, пружного елементу визначається:

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{1000 \cdot M}{i_{\text{бв}} \cdot R_{\text{р}} \cdot F}, \quad (4.45)$$

де M – розрахунковий момент, Н·м;

$i_{\text{бв}}$ – кількість бовтів однієї вилки (зазвичай $i_{\text{бв}}=3$);

$R_{\text{р}}$ – радіус розташування центру небезпечного перерізу пружного елементу, мм;

F – площа розриву в перерізі, мм².

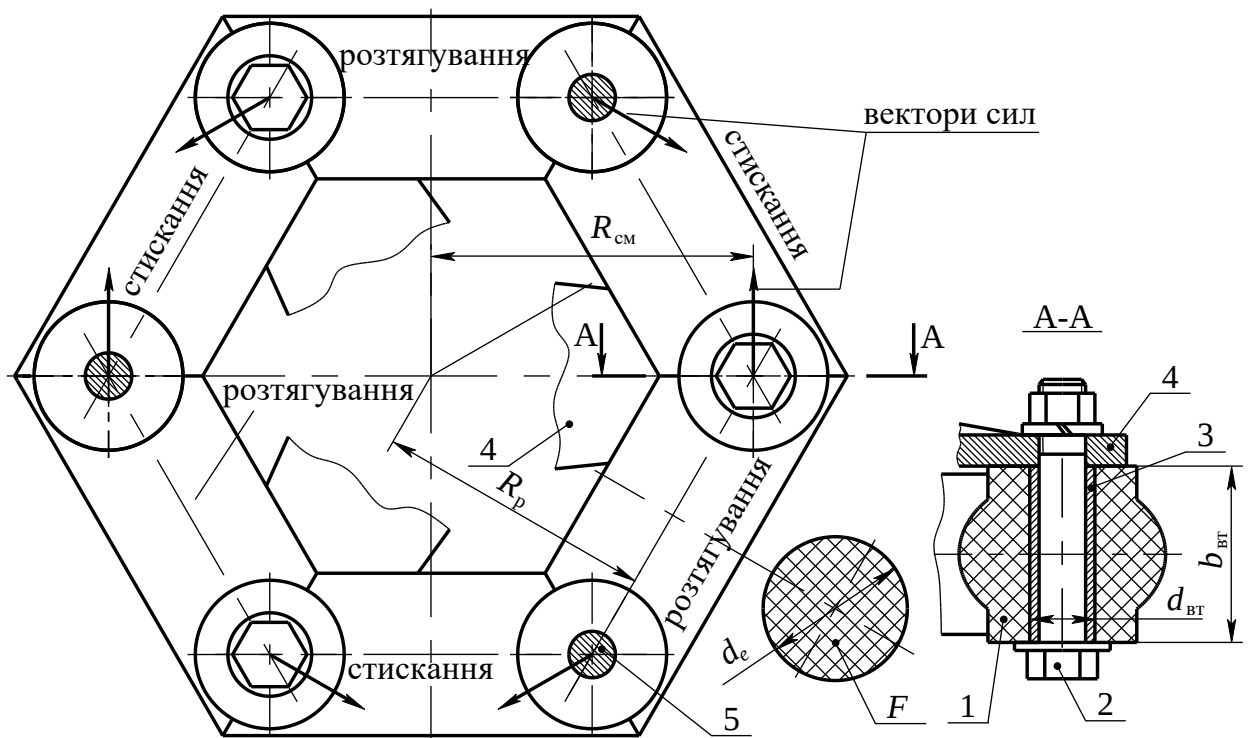


Рис. 4.11. Розрахункова схема пружного карданного шарніру:
1 – пружний елемент; 2 – бовти веденої вилки; 3 – втулка; 4 – ведена вилка; 5 – бовти ведучої вилки (ведуча вилка умовно не показана)

Якщо переріз має вигляд кола, то площа розриву розраховується по формулі

$$F = \frac{\pi \cdot d_e^2}{4}, \quad (4.46)$$

де d_e – зовнішній діаметр перерізу пружного елемента, мм;

Напруження на розрив не повинні перевищувати 12...15 МПа.

В місцях закладення бовтів при передачі моменту відбувається зминання гуми. Напруження зминання $\sigma_{см}$, МПа, визначається за залежністю

$$\sigma_{см} = \frac{1000 \cdot M}{i_{об} \cdot R_{см} \cdot d_{вт} \cdot b_{вт}}. \quad (4.47)$$

де $R_{см} = R_p / \cos 30^\circ$ – радіус розташування втулок бовтів, мм;

$d_{вт}$ – діаметр втулки бовта, мм;

$b_{вт}$ – робоча довжина втулки бовта, мм.

Напруження при зминанні не повинні перевищувати 8 МПа. Параметри R_p , d_e , $b_{вт}$, $d_{вт}$ визначаються конструктивно з компоновальних міркувань.

Приклади розрахунків карданних передач та довідковий матеріал наведено у додатку Г. Рекомендації щодо розрахунку шліцьових з'єднань карданної передачі наведені у розділі 8.

4.3 Матеріали карданних передач

4.3.1 Матеріали деталей карданних передач

Середню трубчасту частину карданного вала зазвичай виготовляють з низьковуглецевої гарячекатаної стрічки зі сталі: 08, 10, 15, 20. Шліцьові наконечники рухомих з'єднань – зі сталі типу 40 X.

Вилки карданних шарнірів, що приварюються до труби, виготовляють з середньовуглецевих сталей 35, 40, 45 або легованої сталі 40ХНМА, вилки ковзаючі – із сталей 35, 40, 45, 30Х, 40Х, а хрестовини – із сталей типу 18ХГТ, 20Х, 15ХГНТА, 15ХГН2ТА.

Характерна термічна обробка хрестовин карданних шарнірів – газова цементація, гарт і низькотемпературний відпуск. Карданні вилки і шліцьові наконечники, які приварюються до вилок, зазвичай піддаються нормалізації, іноді – поліпшенню. Шліцьові наконечники і карданні шліці ковзаючих вилок можуть гартуватися струмом високої частоти.

Матеріал болтів кріплення фланців – сталь 40Х.

Границі плинності деяких сталей представлені в табл. 4.7.

Для пружних шарнірів застосовуються морозо- та маслостійкі гумові суміші.

Таблиця 4.7 – Границі плинності деяких сталей

Марка сталі	35			40			45			40 X			
Термообробка*	Н	П	В35	Н	П	В35	Н	П	М35	Н	П	М39	М48
Границя плинності, МПа	320	380	650	340	400	650	360	450	650	330	650	900	1100

* Умовне позначення термічної обробки: *Н* – нормалізація; *П* – покращення; *В* – гартування з охолодженням у воді; *М* – гартування з охолодженням у маслі. Число після *М*, *В* – середнє значення твердості по *HRC*.

4.3.2 Мастильні матеріали в карданній передачі

Для мащення карданних шарнірів, конструкція яких не передбачає можливості періодичного мащення, використовуються наступні мастильні матеріали: мастило №158, ЛІТОЛ-24, ФІОЛ-2У.

Для мащення шарнірів, підшипники яких герметизовано «проточним» ущільненням, застосовуються наступні мастильні матеріали: мастило №158, трансмісійні масла.

Шліці карданних валів змащують солідолом у відповідності до пори року, мастилом 1-13, трансмісійними маслами або консистентним мастилом ФІОЛ-1.

Підшипники проміжних опор змащують мастилами ЯНЗ-2, 1-13, ЛІТОЛ-24.

Більш докладно про матеріали, які застосовуються у карданних передачах можна дізнатися з [12].

4.4 Технічні вимоги до хрестовин та вилок карданних шарнірів

Твердість поверхневого шару на циліндричній поверхні шипів хрестовини HRC 60-63; на торцях шипів хрестовини HRC 58.

Шорсткість:

- на циліндричній поверхні шипів хрестовин – 0,32 мкм;
- на поверхні торців шипів:
 - 1) для типорозміру I – 0,4 мкм;
 - 2) для типорозмірів II-VII – 0,63 мкм;
- на циліндричній (посадковій) поверхні отворів у вилках під кільце підшипника 1,25 мкм.

Нециліндричність:

- шипів хрестовин карданного шарніра – 0,006 мм;
- отворів у вилках під підшипники – половина допуску на діаметр розглянутої поверхні.

Неспіввісність:

- осей протилежних шипів хрестовин не повинна перевищувати – 0,006 мм;
- осей отворів у вилках відносно загальної осі не повинна перевищувати – 0,006 мм.

Неперетинання осі двох протилежних шипів хрестовини з віссю двох інших шипів не повинно перевищувати 0,01 мм.

Неперпендикулярність осі двох протилежних шипів хрестовини і осі двох інших шипів не повинна перевищувати 0,2 мм на довжині 100 мм.

Неперпендикулярність осей отворів в вилках і осі центруючої поверхні приєднувального фланця не повинна бути більше 0,1 мм на довжині 100 мм.

Неперпендикулярність торців вушок вилки та загальної осі отворів вушок, в межах довжини поверхні яка розглядається, не повинна бути більше 0,03...0,04 мм.

Відхилення осі симетрії для розміру H хрестовини та розмірів H_1 (H_2) вилок не повинні бути більше:

- для типорозміру II-IV – 0,05 мм;
- для всіх інших типорозмірів – 0,1 мм.

Неплоскостність торців шипів хрестовини і загальної осі шипів, в межах довжини поверхні яка розглядається, не повинна бути більше:

- для типорозміру I-III – 0,015 мм;
- для типорозмірів IV-VIII – 0,025 мм.

Наведені технічні вимоги необхідно вказати за допомогою умовних позначень на полі креслеників хрестовини та вилки.

5 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ ГОЛОВНОЇ ПЕРЕДАЧІ

5.1 Вибір схеми головної передачі

Головні передачі (ГП) базових автомобілів в залежності від компонування трансмісії за конструктивними ознаками поділяються на одинарні та подвійні.

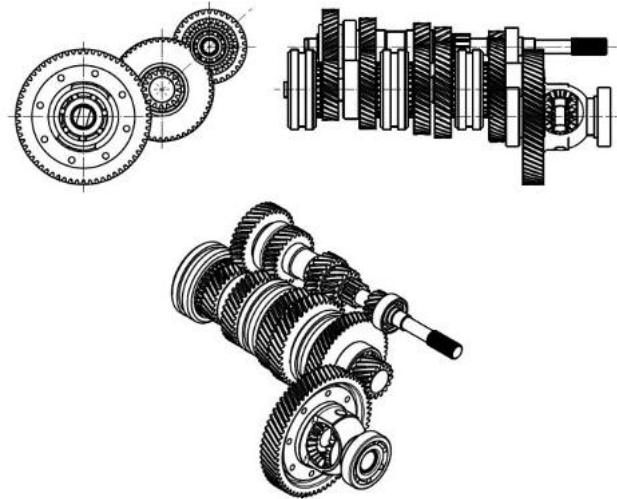
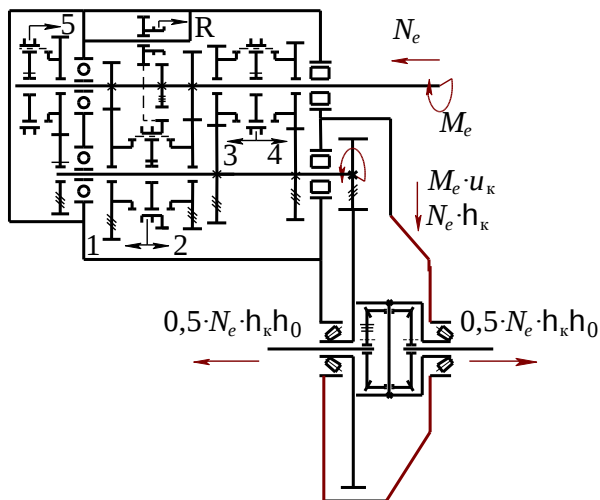
Одинарна головна передача компактна, має мінімальні розміри і масу, невелику коштовність, проста в виробництві та експлуатації. Найбільш поширені одинарні головні передачі мають циліндричне або гіпоїдне зачеплення.

Одинарні головні передачі з циліндричним косо зубцевим зачепленням (рис. 5.1) застосовуються в трансмісіях легкових автомобілів, вантажних автомобілів повною масою до 3,5 тон та автобусів малого класу з поперечним розташуванням двигуна з приводом на передні колеса.

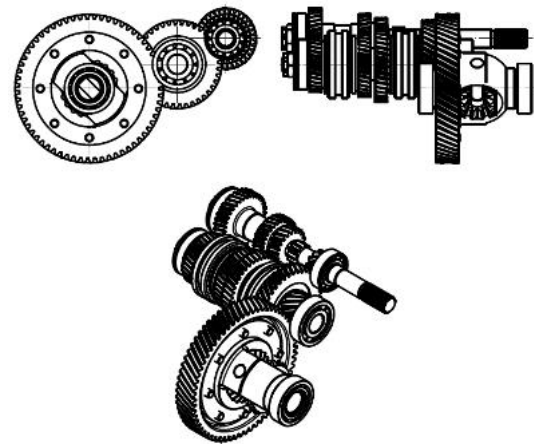
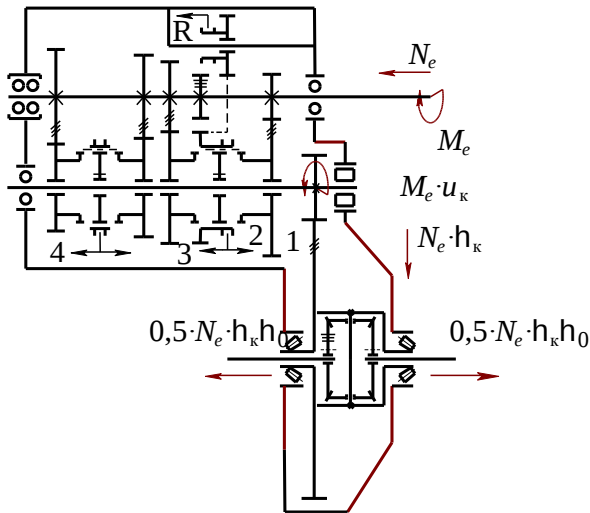
Зазвичай ведуча шестерня головної передачі безпосередньо встановлюється на валу двовальної коробки передач, а на веденій шестерні встановлюється диференціал. Тому така головна передача компонується сумісно з коробкою передач та зчепленням, що забезпечує компактну конструкцію. Але її застосування обмежено величиною передатного числа: для легкових автомобілів передатне число головної передачі $u_0 \leq (4,5 - 4,6)$ та для мало вантажних автомобілів і автобусів малого класу $u_0 \leq 6$. Обмеження обумовлено значним зростанням габаритних розмірів та шуму при роботі.

Одинарні головні передачі з гіпоїдним зачепленням (див. рис. 5.2 та 5.3) застосовуються в трансмісіях легкових автомобілів, вантажних автомобілів малої й середньої вантажопід'ємності та автобусів малого класу й середнього класу з поздовжнім розташуванням двигуна з приводом на передні колеса або задні колеса. Гіпоїдні передачі повністю витіснили конічні передачі з спіралью круговими зубцями завдяки суттєвим перевагам: підвищеної несучої здатності за контактними напруженнями, великою плавністю роботи і низькою шумністю. Наявність гіпоїдного змiщення розширює компонувальні можливості.

Наприклад, нижнє змiщення осі шестерні зменшує висоту центру тяжіння, а на легкових автомобілях з приводом на задні колеса виникає можливість зменшити висоту тунелю для карданної передачі, що покращує комфортабельність салону (рис. 5.2).



а



б

**Рис. 5.1. Кінематичні схеми та конструктивні виконання
одинарних циліндричних головних передач
у автомобільних трансмісіях:**

а – консольне встановлення ведучої шестерні; б – встановлення
ведучої шестерні проміж опорами коробки передач

Одинарні головні передачі з гіпоїдним зачепленням у разі класичної компоновки автомобілів з залежною підвіскою ведучих коліс, можуть компоуватися у балках ведучих мостів або окремим агрегатом розташованим на несучій системі, у випадку автомобіля з незалежною підвіскою ведучих коліс. У усіх випадках компонування трансмісії диференціал встановлюється безпосередньо на веденій шестерні головної передачі.

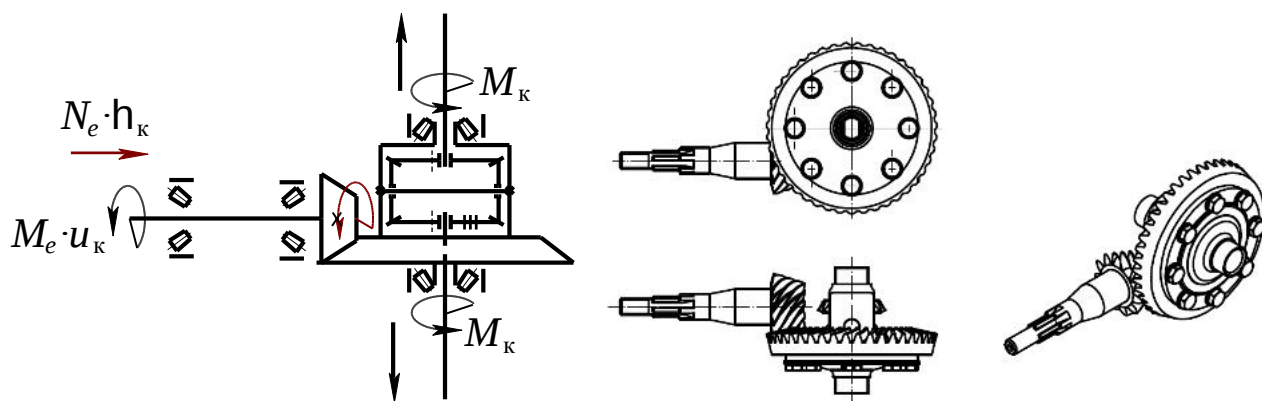


Рис. 5.2. Кінематична схема та конструктивне виконання одинарної гіпоїдної головної передачі у трансмісіях автомобілів з класичним компонованням

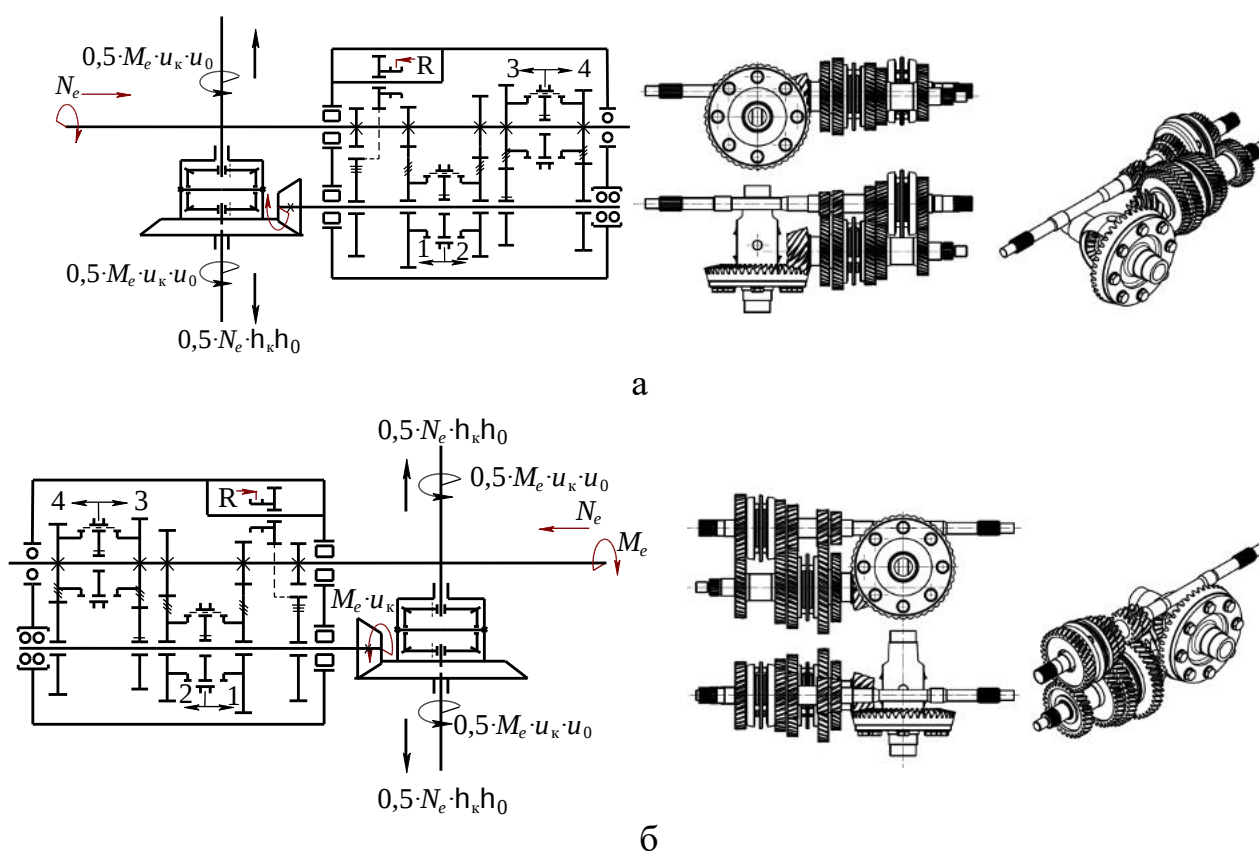


Рис. 5.3. Кінематичні схеми та конструктивні виконання одинарних гіпоїдних головних передач у трансмісіях автомобілів з повздовжнім розташуванням двигуна: а – двигун розташований спереду ведучої осі; б – двигун розташований за ведучою віссю

При передньомоторній компоновки автомобіля з повздовжнім розташуванням двигуна та приводом на передні колеса, а також при задньомоторній компоновки автомобіля з повздовжнім розташуванням двигуна та приводом на задні колеса, гіпоїдна головна передача агрегатується сумісно з коробкою передач та зчепленням.

Передатні числа гіпоїдних передач легкових автомобілів зазвичай відповідає діапазону $u_0 = 3,5 \dots 4,5$. Значення передатних чисел гіпоїдних передач u_0 вантажних автомобілів обмежено умовами міцності та зростанням габаритних розмірів, зазвичай його значення не перевищує 7.

Подвійна головна передача застосовується на великовантажних автомобілях, автобусах великої пасажиромісткості та автомобілях підвищеної прохідності. Подвійні головні передачі мають дві пари зубчастих зачеплень. Зазвичай перша пара має конічне або гіпоїдне зачеплення, друга - циліндричне зачеплення з косими зубцями або планетарне зачеплення з прямими зубцями.

Обидві пари зачеплень можуть компоуватися, як у одному агрегаті (центральні головні передачі, рис. 5.4), так і у трьох агрегатах: центральному редукторі та у двох редукторах розташованих у маточинах ведучих коліс (рознесені головні передачі, див рис. 5.5).

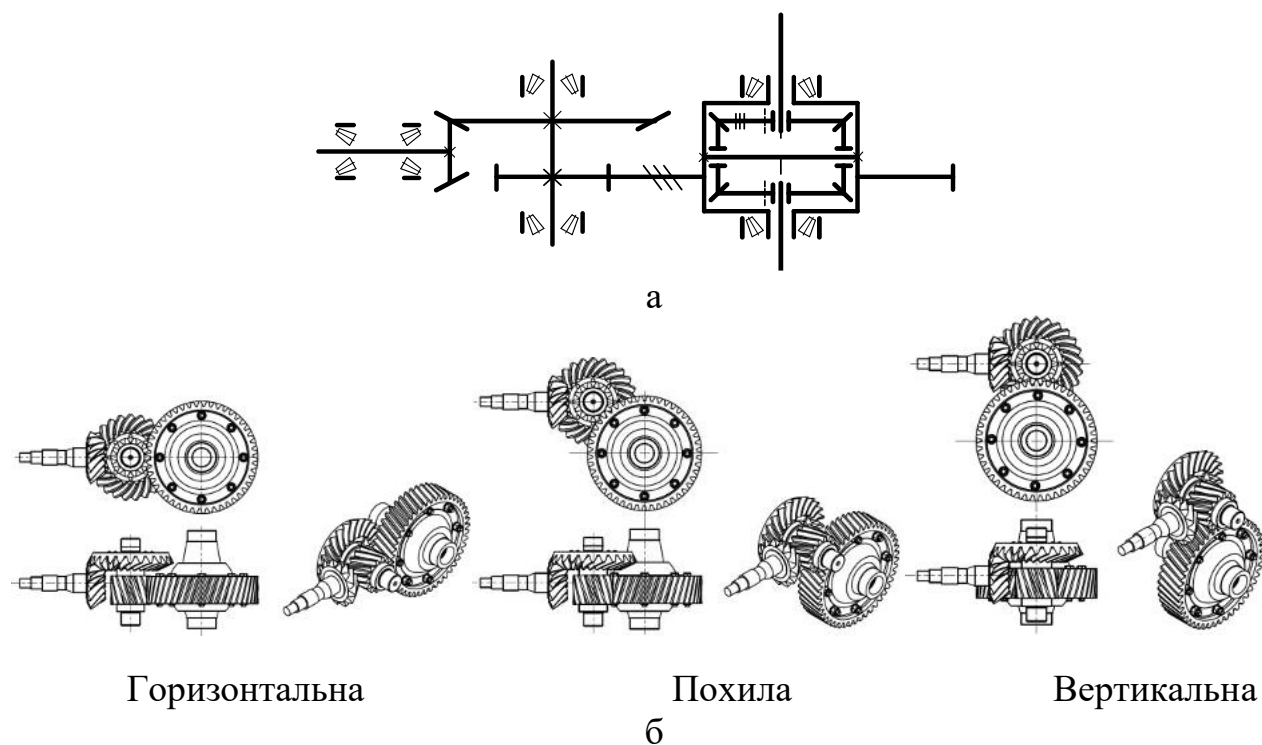


Рис. 5.4. Схеми центральних єдино агрегатних головних передач у трансмісіях вантажних автомобілів:
а – кінематична схема; б – конструктивні виконання

До переваг подвійних центральних єдино агрегатних головних передач відносять: компактність; менші осьові зусилля, що діють на підшипники в наслідок зменшення передатного числа конічної або гіпоїдної пари ($u_{0к} = 1,7 \dots 2,2$); розширення діапазону передатних чисел; можливість збільшення дорожнього просвіту автомобіля.

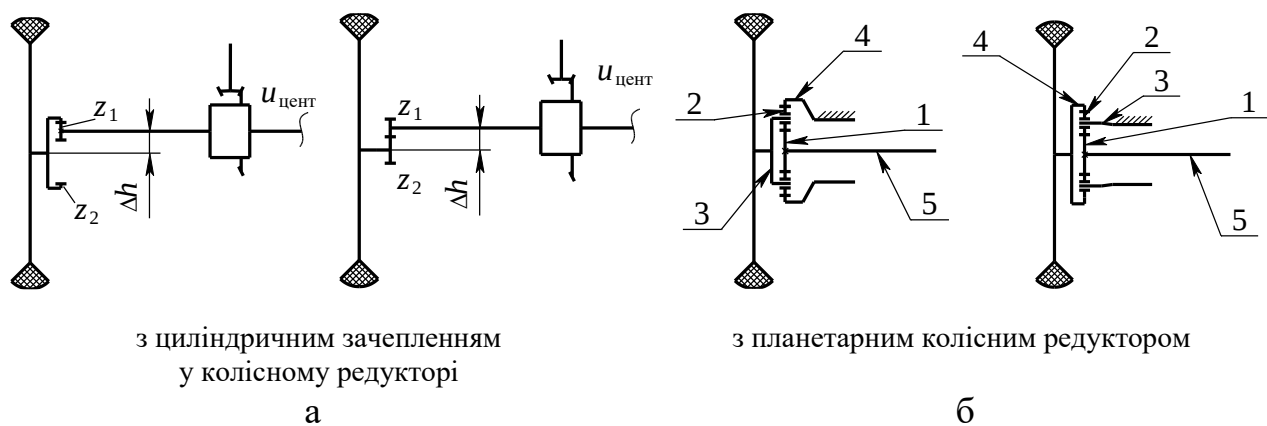


Рис. 5.5. Рознесені головні передачі вантажних автомобілів:
а – спрощені схеми; б – кінематичні схеми планетарних колісних редукторів;

Конічні та циліндричні пари розташовують по-різному в залежності від параметрів трансмісії, компоновки карданних валів і конструкції балки ведучого мосту. При горизонтальній компоновці редуктора головної передачі всі його вали розташовано в одній площині. Велика довжина редуктора негативно впливає на установку карданних валів при короткій базі автомобіля.

Таке компонування головної передачі доцільно на вантажних автомобілях з одним заднім ведучим мостом з довгою колісною базою. На тривісних автомобілях з двома задніми ведучими мостами доцільна вертикальна компоновка головної передачі (рис. 5.4). Близьке розташування ведучих мостів один до одного обумовлює коротку карданну передачу, що при вертикальному розташуванні головної передачі прийнятно. При цьому для середнього мосту головну передачу виконують прохідною конструкцією, що забезпечує можливість значної уніфікації з головною передачею заднього мосту. Недоліками таких передач є збільшення кількості зубчастих коліс, ускладнення конструкції, збільшення не підресореної маси ведучого мосту. Крім цього, в наслідок великого передатного числа на диференціал і півосі передається підвищене навантаження.

Подвійні головні передачі рознесеного типу (рис. 5.5) застосовують на автомобілях підвищеної прохідності, великовантажних автомобілях та міських автобусах з великою пасажиромісткістю. К перевагам таких головних передач відносяться зменшення габаритних розмірів центрального редуктора ($u_{0к}=2...3$), що обумовлює збільшення дорожнього просвіту та зниження навантаження на диференціал та півосі.

Крім цього наявність колісного редуктора з циліндричним зачепленням на автомобілях підвищеної прохідності дає змогу додатково збільшити дорожній просвіт при розташуванні ведучої шестерні над віссю обертання веденої шестерні (рис. 5.5а).

На міських автобусах при розташуванні ведучої шестерні колісного редуктора знизу веденої шестерні та зсув «центрального» редуктору до лівого заднього ведучого колеса (дивись додаток А, рисунок А.9) дає змогу створення низько підлогової конструкції кузова, що покращує комфортабельність посадки-висадки пасажирів. На вантажних автомобілях з повною масою більше 14 тон доцільно застосовувати подвійні головні передачі рознесеного типу з планетарними колісними редукторами (рис. 5.5б).

До недоліків подвійних рознесених передач відносять складність їх конструкції та збільшення кількості зубчастих коліс і підшипників.

5.2 Функціональний розрахунок головної передачі

Вихідні дані для функціонального розрахунку головної передачі визначаються в тяговому розрахунку автомобіля:

- максимальний крутний момент двигуна $M_{e \max}$;
- частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальному моменті n_M ;
- тип головної передачі (одинарна з циліндричним або гіпоїдним зачепленням; подвійна з конічним та циліндричним зачепленнями);
- передатне число u_0 .

В курсовому проекті пропонується застосовувати елементи САПР зокрема середовище *Autodesk Inventor*. Тому пропонується функціональний розрахунок головної передачі виконати з урахуванням особливостей *Autodesk Inventor*.

Функціональний розрахунок для обраної схеми та типу головної передачі починається з визначення чисел зубців у зубчастому зачепленні.

5.2.1 Визначення кількості зубців у зачепленні головної передачі

Кількість зубців у зачепленні визначається в залежності від значення передатного числа головної передачі u_0 , що отримано у тяговому розрахунку автомобіля. Залежно від передатного числа

головної передачі та її типу вибирають кількість зубців ведучої шестірні z_1 за рекомендаціями досвіду автомобілебудування (табл. 5.1, 5.2).

Таблиця 5.1 – Рекомендації для вибору кількості зубців ведучої шестерні одинарної головної передачі

Вид автомобіля	Передатне число ГП	Циліндричні		Гіпоїдні (конічні)	
		Кількість зубців ведучої шестерні	Сумарна кількість зубців у зачепленні	Кількість зубців ведучої шестерні	Сумарна кількість зубців у зачепленні
	u_0	z_1	z_Σ	z_1	z_Σ
Легкові автомобілі	2,00...2,11	17...21	51...69	17...21	50...65
	2,12...2,31	16...20		16...20	
	2,32...2,55	15...19		15...19	
	2,56...2,83	15...18		14...18	
	2,84...3,07	15...17		13...16	
	3,08...3,27	15, 16	61...70	11...15	45...65
	3,28...3,43	14...16	60...71	10...14	40...60
	3,44...3,99	13...16	58...75	9...13	
	4,00...4,50	12...15	60...82	9...12	
Вантажні автомобілі та. автобуси	3,5...4,00	15, 16	68...80	9...11	45...50
	4,00...4,50	14, 15	70...82	8...10	44...50
	4,50...5,00		82...90	7...9	42...50
	5,00...6,00	13	78...91	6...8	42...48
	6,00...7,50	12, 13	84...102	5...7	42...48

Таблиця 5.2 – Рекомендації для визначення кількості зубців ведучої шестерні конічного (гіпоїдного) зачеплення подвійної головної передачі

$u_{0к}$	Єдино агрегатна ГП		Рознесена ГП	
	Кількість зубців		Кількість зубців	
	$z_{к1}$	$z_{\Sigma к}$	$z_{к1}$	$z_{\Sigma к}$
1,5...1,75	12...16	30...40		
1,75...2,00	11...15			
2,00...2,50	10...13		10...13	40...45
2,50...3,00	--	--	9...11	30...40

Кількість зубців веденого колеса z_2 одинарної головної передачі обчислюють за формулою

$$z_2 = z_1 \cdot u_0. \quad (5.1)$$

Розраховане значення кількості зубців веденого колеса z_2 за формулою (5.1) округлюють до цілого значення та уточнюють передатне число головної передачі

$$u_0 = \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.2)$$

Похибка вибору кількості зубців, яку розраховують за формулою (5.3), не повинна перевищувати 5%. При необхідності для зменшення похибки Δu_0 змінюють значення z_1 .

$$\Delta u_0 = \frac{(u_0)_{\text{тяг. розр.}} - \frac{z_2}{z_1}}{(u_0)_{\text{тяг. розр.}}} \cdot 100\%, \quad (5.3)$$

де $(u_0)_{\text{тяг. розр.}}$ – значення передатного числа з тягового розрахунку автомобіля.

У випадку подвійної головної передачі спочатку визначають значення передатного числа першої пари $u_{0к}$ (конічної або гіпоїдної). Попередньо значення передатного числа $u_{0к}$ головної передачі визначають за формулою

$$u_{0к} = \frac{(u_0)_{\text{тяг. розр.}}}{[u_{02}]}, \quad (5.4)$$

де $[u_{02}]$ – рекомендований діапазон значень передатного числа другої пари зачеплення ($[u_{02}] = u_{0ц} = 3,23 \dots 4,26$ – для єдино агрегатних головних передач; $[u_{02}] = u_{0р} = 1,3 \dots 2,8$ – для рознесених головних передач з циліндричними редукторами; $[u_{02}] = u_{0р} = 2 \dots 5$ – для рознесених головних передач з багато сателітними не планетарними редукторами (що мають загальмоване водило); $[u_{02}] = u_{0р} = 3 \dots 6$ – для рознесених головних передач з багато сателітними планетарними редукторами).

За значенням $u_{0к}$ отриманим по формулі (5.4) обирають, за рекомендаціями таблиці 5.2, значення кількості зубців ведучої шестірні першої пари зачеплення (конічної або гіпоїдної) $z_{к1}$ та розраховують кількість зубців веденого колеса конічного (гіпоїдного) зачеплення

$$z_{k2} = z_{k1} \cdot u_{0k}. \quad (5.5)$$

Кількість зубців веденого колеса конічного (гіпоїдного) зачеплення, що отримане за формулою (5.5) округлюють до цілого значення та уточнюють передатне число першого зачеплення подвійної передачі

$$u_{0k} = \frac{z_{k2}}{z_{k1}}. \quad (5.6)$$

А також передатного числа другої пари зачеплення (циліндричної) $u_{0ц}$

$$u_{0ц} = \frac{(u_0)_{\text{тяг. розр.}}}{u_{0k}}. \quad (5.7)$$

У випадку єдино агрегатної головної передачі кількість зубців ведучої шестерні циліндричного зачеплення $z_{ц1}$ зазвичай приймають з діапазону 12...14. Кількість зубців $z_{ц2}$ веденого колеса циліндричного зачеплення головної передачі обчислюють за формулою

$$z_{ц2} = z_{ц1} \cdot u_{0ц}. \quad (5.8)$$

Розраховане значення кількості зубців веденого колеса $z_{ц2}$ за формулою (5.8) округлюють до цілого значення та уточнюють передатне число головної передачі

$$u_0 = \frac{z_{k2}}{z_{k1}} \cdot \frac{z_{ц2}}{z_{ц1}}. \quad (5.9)$$

Похибка вибору кількості зубців, яку розраховують за формулою (5.9), не повинна перевищувати 5%. При необхідності для зменшення похибки Δu_0 змінюють значення z_{k1} або $z_{ц1}$.

$$\Delta u_0 = \frac{(u_0)_{\text{тяг. розр.}} - u_0}{(u_0)_{\text{тяг. розр.}}} \cdot 100\% = \frac{(u_0)_{\text{тяг. розр.}} \cdot \frac{z_{0кк}}{z_{0кш}} \cdot \frac{z_{0цк}}{z_{0цш}} - u_0}{(u_0)_{\text{тяг. розр.}}} \cdot 100\%, \quad (5.10)$$

де $(u_0)_{\text{тяг. розр.}}$ – значення передатного числа з тягового розрахунку автомобіля.

У курсовому проекті колісні редуктори рознесених головних передач не розраховуються.

Визначення решти функціональних параметрів головної передачі залежить від її типу та схеми.

5.2.2. Розрахунок геометричних параметрів головних передач

5.2.2.1 Одинарна циліндрична головна передача

Визначення міжосьової відстані циліндричної головної передачі виконують за формулою

$$a_{\omega} = k_{\omega} \cdot \sqrt[3]{M_{e\max} \cdot u_{k1}}, \quad (5.11)$$

де $k_{\omega}=14,5 \dots 16$ емпіричний коефіцієнт;

u_{k1} – передатне число першої передачі коробки передач.

Ширину шестерень розраховують за емпіричною формулою

$$b \cong k_b \cdot a_{\omega}, \quad (5.12)$$

де $k_b=0,38 \dots 0,41$ – емпіричний коефіцієнт.

Нормальний модуль обирають з рекомендованих значень: $m_n=2,5$; 2,75; 3 – легкові автомобілі малого та середнього класу; $m_n=2,75$; 3 – легкові автомобілі великого класу; $m_n=3$; 3,25 – вантажні автомобілі масою до 3,5 тон.

Кут нахилу лінії зуба шестерень визначають з умови: ступінь перекриття в осьовому перерізі ε_{β} повинна бути >1 . З рисунку 5.6 видно, що ступінь перекриття в осьовому перерізі визначається залежністю

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{B}{t_s} = \frac{b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta}{t_s} = \frac{b_2 \cdot \cos \beta \cdot \operatorname{tg} \beta}{t_n} = b_2 \frac{\sin \beta}{\pi \cdot m_n} > 1, \quad (5.13)$$

де $t_s = \frac{t_n}{\cos \beta}$ – торцевий крок та $t_n = \pi \cdot m_n$ – нормальний крок зачеплення.

Кут нахилу лінії зуба β для циліндричного зачеплення розраховують за виразом

$$\beta = \arccos \left(\frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2a_{\omega}} \right). \quad (5.14)$$

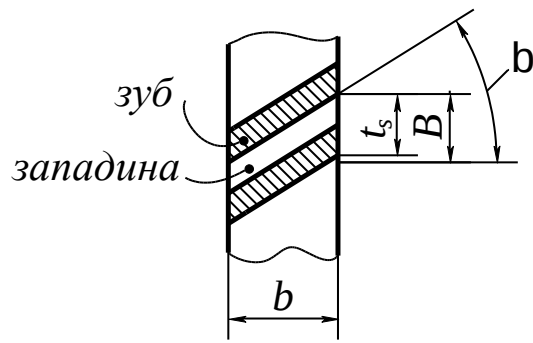


Рис. 5.6. Схема для визначення ступеню перекриття зубчастого зачеплення

Зазвичай значення кута нахилу лінії зуба повинно відповідати рекомендованому діапазону $\beta=22^\circ\ldots34^\circ$. Перевірку задовільного перекриття у зачепленні виконують за умовою (5.13). Значення ступеня перекриття в осьовому перерізі ε_β зубчастого зачеплення повинно перевищувати 1.

Якщо значення кута β або ступеня перекриття ε_β , не відповідають рекомендаціям, треба за рахунок зміни значень емпіричного коефіцієнту k_ω , нормального модулю m_n або кількості зубців $z_{\Sigma i}$ зубчастого зачеплення, забезпечити необхідні значення β та ε_β .

5.2.2.2 Оди́нарна гіпої́дна голо́вна пере́дача

Гіпоїдна головна передача має гіпоїдне зачеплення, яке характеризується зміщенням осей валів шестерні та колеса – гіпоїдним зміщенням a . Його максимальна величина при проектуванні головної передачі зазвичай обмежується технологічними умовами виготовлення та зростанням специфічних особливостей гіпоїдного зачеплення – повздовжнє ковзання між зубцями, несиметричність зачеплення та інші. Зазвичай для визначення величини гіпоїдного зміщення використовують відносну величину – коефіцієнт гіпоїдного зміщення $k_a=a/r_{m2}$ (r_{m2} – середній радіус зачеплення гіпоїдного колеса). Значення k_a рекомендується приймати з досвіду автомобілебудування:

- $k_a \leq 0,5$ – для головних передач легкових автомобілів;
- $k_a \leq 0,25$ – для головних передач вантажних автомобілів.

Збільшення передатного числа гіпоїдної передачі характеризується коефіцієнтом збільшення гіпоїдної шестерні

$$k_{\text{гип}} = \cos \beta_2 / \cos \beta_1, \quad (5.15)$$

де β_1, β_2 – середні кути нахилу лінії зубців відповідно шестерні та колеса.

З досвіду автомобілебудування рекомендується приймати: $k_{\text{гип}} = 1,35 \dots 1,5$ для головних передач легкових автомобілів та для вантажних автомобілів – $k_{\text{гип}} = 1,17 \dots 1,2$.

Розрахунковий радіус середнього початкового кола конічного колеса r_{m2} відповідно методу погонного навантаження визначається за наступним виразом

$$r_{m2} = \sqrt{\frac{M_p \cdot \sin \delta_2}{0,35 \cdot [q]}}, \quad (5.16)$$

де M_p – розрахунковий момент на колесі головної передачі;

$\delta_2 \approx \arctg \left(\frac{z_2}{z_1} \cdot \sqrt{1 - 0,9 \cdot k_a^2} \right)$ – кут початкового конуса зубчастого

колеса;

$[q]$ – допустиме погонне навантаження на зуб.

Розрахунковий момент M_p на колесі головної передачі визначається за трьома режимами:

– Розрахунковий режим за максимальним моментом двигуна:

$$M_e = M_{e \max} \cdot u_{k1} \cdot \frac{z_2}{z_1}, \quad (5.17)$$

де $M_{e \max}$ – максимальний крутний момент двигуна;

u_{k1} – передатне число першої передачі коробки передач.

– Розрахунковий режим за максимальною силою зчеплення ведучих коліс:

$$M_\varphi = G_b \cdot \varphi_x \cdot r_d, \quad (5.18)$$

де G_b – вага, що припадає на ведучі колеса;

φ_x – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс;

r_d – динамічний радіус ведучих коліс.

– Розрахунковий режим за максимальним моментом двигуна на вищій передачі:

$$M_{ev} = M_{e\max} \cdot u_{kv} \cdot \frac{z_2}{z_1}, \quad (5.19)$$

де u_{kv} – передатне число коробки передач на якій досягається максимальна швидкість руху автомобіля.

Допустиме погонне навантаження на зуб $[q]$ обирають в залежності від типу автомобіля та навантажувального режиму.

Для першого та другого навантажувального режиму

$$[q] = \begin{cases} 0,9 \text{ кН/мм} - \text{для легкових автомобілів;} \\ 1,5 \text{ кН/мм} - \text{для вантажних автомобілів;} \\ 1,0 \text{ кН/мм} - \text{для автобусів;} \\ 0,6 \text{ кН/мм} - \text{для автомобілів підвищеної прохідності.} \end{cases}$$

Для третього режиму навантаження

$$[q] = \begin{cases} 0,35 \text{ кН/мм} - \text{для легкових автомобілів;} \\ 0,3 \text{ кН/мм} - \text{для вантажних автомобілів і автобусів;} \\ 0,25 \text{ кН/мм} - \text{для автомобілів підвищеної прохідності.} \end{cases}$$

Після розрахунку значень радіусу середнього початкового кола конічного колеса за формулою (5.16) для трьох режимів обирають його розрахункове значення за пропонованою методикою, що наводиться нижче.

Вибір значення радіусу середнього початкового кола конічного колеса проходить у два етапи:

Етап №1.

$$r_{m2(1;2)} = \begin{cases} r_{m2(1)} \text{ якщо } r_{m2(1)} \leq r_{m2(2)} \\ r_{m2(2)} \text{ якщо } r_{m2(1)} > r_{m2(2)} \end{cases}.$$

Етап №2.

$$r_{m2} = \begin{cases} r_{m2(1;2)} \text{ якщо } r_{m2(1;2)} \geq r_{m2(3)} \\ r_{m2(3)} \text{ якщо } r_{m2(1;2)} < r_{m2(3)} \end{cases},$$

де $r_{m2(1)}$, $r_{m2(2)}$, $r_{m2(3)}$ – значення радіусів початкового кола, що розраховані для відповідних режимів;

$r_{m2(1;2)}$ – значення радіусу початкового кола, що обрано на етапі №1.

Відповідно середній розрахунковий радіус початкового кола шестерні визначають за виразом

$$r_{m1} = \frac{r_{m2}}{u_0} \cdot k_{\text{гп}}. \quad (5.20)$$

Початкові конуси шестерні та колеса кінчного зачеплення є дотичними один до одного по усій довжині їх твірних. У гіпоїдного зачеплення початкові конуси шестерні та колеса є дотичними тільки у одній точці « p » – точці перетину їх твірних, яка є полюсом зачеплення. (рис. 5.7). Причому вісь шестерні та полюс зачеплення p належать площині, яка нахилена до горизонтальній площини колеса під кутом η .

Визначення кутів спіралей зубців шестерні та колеса, а також їх торцевих модулів і ширини зубчастих вінців базується на геометричних залежностях, що описують взаємне розташування твірних їх початкових конусів та полюса зачеплення p .

Кут нахилу η площини у який лежать полюс зачеплення та вісь шестерні (див. рис. 5.7)

$$\eta = \text{arctg} \left(\frac{a}{r_{m2} \cdot \text{tg} \delta_2 + r_{m1}} \right). \quad (5.21)$$

Кут ε між проекцією твірної початкового конуса колеса, яка проходить через полюс зачеплення, на вертикальну площину та горизонтальної віссю колеса є кутом гіпоїдного зміщення (див. рис. 5.7). Його значення розраховується за формулою

$$\varepsilon = \arcsin(\text{tg} \eta \cdot \text{tg} \delta_2). \quad (5.22)$$

Кут початкового конуса шестерні визначається формулою

$$\delta_1 = \arcsin(\cos \varepsilon \cdot \cos \delta_2). \quad (5.23)$$

Середні конусні відстані колеса та шестерні дорівнюють

$$R_{m2} = \frac{r_{m2}}{\sin \delta_2}; \quad R_{m1} = \frac{r_{m1}}{\sin \delta_1}. \quad (5.24)$$

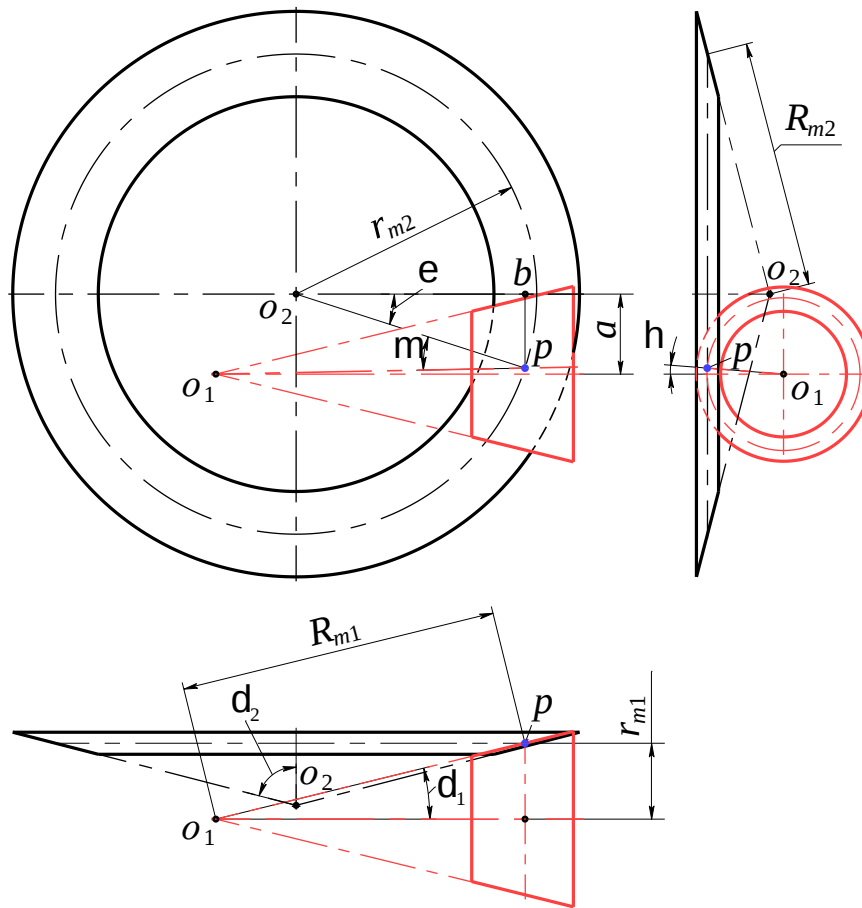


Рис. 5.7. Схема розташування початкових конусів шестерні та колеса гіпоїдної передачі

Перевірка відповідності обраних та розрахованих параметрів гіпоїдної передачі виконується за умовою

$$\frac{R_{m1}/R_{m2} - k_{\text{гип}}}{k_{\text{гип}}} \cdot 100 \leq 5\%. \quad (5.25)$$

Відмінність μ середніх кутів нахилу лінії зуба шестерні β_1 та колеса β_2 визначається формулою

$$\mu = \beta_1 - \beta_2 = \arcsin \left(\frac{\sin \varepsilon}{\cos \delta_1} \right). \quad (5.26)$$

Середній кут нахилу лінії зуба колеса розраховують за формулою

$$\beta_2 = \arctg \left(\frac{\cos \mu - 1/k_{\text{гип}}}{\sin \mu} \right), \quad (5.27)$$

а середній кут нахилу лінії зуба шестерні розраховують за формулою

$$\beta_1 = \arctg \left(\frac{k_{\text{гип}} - \cos \mu}{\sin \mu} \right). \quad (5.28)$$

Середній нормальний модуль зачеплення (у середній площині) дорівнює

$$m_n = \frac{2r_{m2}}{z_2} \cdot \cos \beta_2 = \frac{2r_{m1}}{z_1} \cdot \cos \beta_1. \quad (5.29)$$

Ширина зубчастого вінця колеса b_{m2} , за твірною конуса, визначається як менше з двох значень отриманих за нерівностями

$$\begin{aligned} b_{m2} &\leq 0,35R_{m2} \\ b_{m2} &\leq 10m_n \end{aligned} \quad (5.30)$$

Ширина зубчастого вінця шестерні b_{m1} за твірною конуса визначається за формулою

$$b_{m1} = b_{m2} \cdot \frac{\sin \delta_2}{\cos \varepsilon \cdot \cos \delta_1} + 4. \quad (5.31)$$

Значення зовнішнього торцевого модуля колеса та шестерні розраховують за формулами

$$m_{et2} = \frac{m_n \cdot (R_{m2} + 0,5b_{m2})}{R_{m2} \cdot \cos \beta_2}, \quad (5.32)$$

$$m_{et1} = \frac{m_n \cdot (R_{m1} + 0,5b_{m1})}{R_{m1} \cdot \cos \beta_1}. \quad (5.33)$$

5.2.2.3 Пара кінцевого зачеплення подвійної передачі

Пара кінцевого зачеплення зі спіральними круговими зубцями застосовується у якості першого зачеплення у подвійних головних передачах вантажних автомобілів. Значення середнього початкового радіусу колеса r_{m2} визначають за тією ж методикою що наведена для гіпоїдного зачеплення (див. формули (5.16), ..., (5.19)).

Середній радіус шестерні r_{m1} кінцевого зачеплення зі спіральним круговим зубом визначають за формулою (5.34) з урахуванням значення передатного числа $u_{0к}$, яке розраховано за формулою (5.6).

$$r_{m1} = \frac{r_{m2}}{u_{0к}}. \quad (5.34)$$

Кут початкового конуса зубчастого колеса;

$$\delta_2 \approx \arctg\left(\frac{z_2}{z_1}\right). \quad (5.35)$$

Кут початкового конуса шестерні визначається формулою

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (5.36)$$

Середні конусні відстані колеса та шестерні дорівнюють один одному та розраховують за однією з двох формул

$$R_{m2} = \frac{r_{m2}}{\sin \delta_2}; R_{m1} = \frac{r_{m1}}{\sin \delta_1}. \quad (5.37)$$

Середні кути нахилу лінії зуба колеса β_2 та шестерні β_1 для кінцевого зачеплення з спіральним круговим зубом дорівнюють один одному та розраховують за формулою

$$\beta_2 = \beta_1 = 25^\circ + 5^\circ \sqrt{\frac{z_2}{z_1}}. \quad (5.38)$$

Отримане значення кута β_1 повинно відповідати рекомендовану діапазону $30^\circ - 40^\circ$.

Ширину зубчастих вінців (див рис. 5.8) визначають за формулами

$$b_{m2} \approx 0,35 \cdot r_{m2} \quad b_{m1} = b_{m2} + 3. \quad (5.39)$$

Середній нормальний модуль

$$m_n = \frac{2 \cdot r_{m2}}{z_2}. \quad (5.40)$$

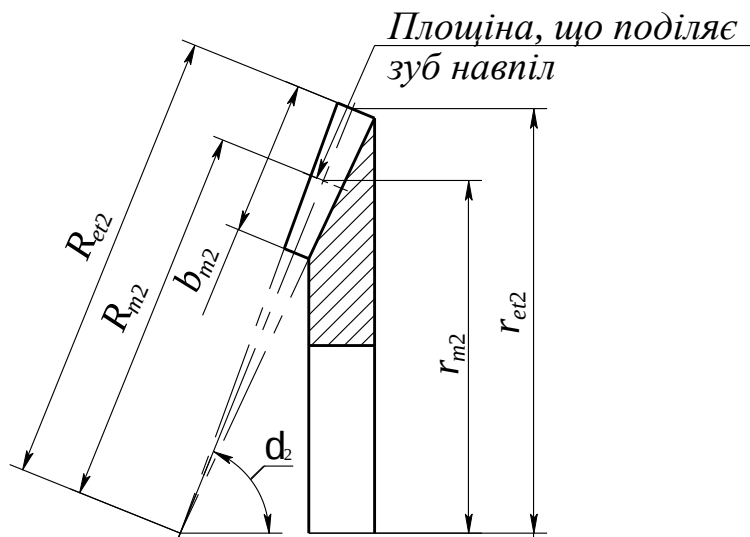


Рис. 5.8. Геометричні параметри конічного зубчастого колеса:

R_{et2} – зовнішня конусна відстань колеса;

r_{et2} – зовнішній ділительний діаметр колеса

Зовнішній торцевий модуль

$$m_{et2} = \frac{m_n \cdot (R_{m2} + 0,5b_{m2})}{R_{m2}} \cdot \cos \beta_2. \quad (5.41)$$

де R_{m2} – середня конусна відстань колеса.

5.2.2.4 Пара циліндричного зачеплення подвійної головної передачі

Пара циліндричного зачеплення з косими зубцями застосовується у якості другого зачеплення у подвійних не рознесених головних передачах вантажних автомобілів. У даному випадку міжосьова відстань циліндричного зачеплення визначається за емпіричною формулою

$$a_{\omega} \approx k_{\omega} \cdot \sqrt[3]{M_{e\max} \cdot u_{k1} \cdot u_{0k}}. \quad (5.42)$$

де $k_{\omega}=9,7 \dots 10,7$ – емпіричний коефіцієнт.

Ширину шестерень розраховують за емпіричною формулою (5.12), при цьому значення емпіричного коефіцієнту обирають з діапазону $k_b=0,34 \dots 0,44$. Нормальний модуль обирають з рекомендованих значень: $m_n=5; 5,5; 6; 6,25; 6,5$. Кут нахилу лінії зуба β для циліндричного зачеплення розраховують за виразом (5.14).

Зазвичай значення кута нахилу лінії зуба повинно відповідати рекомендованому діапазону $\beta=16^\circ\ldots22^\circ$. Перевірку задовільного перекриття в зачепленні виконують за умовою (5.13).

Приклади розрахунків головних передач та довідковий матеріал наведено у додатках Д та Е.

5.3 Розрахунок зубчастих зачеплень головної передачі на міцність та довговічність

За даними функціонального розрахунку зубчастих зачеплень визначають навантаження діючі на зубці при передачі розрахункового моменту та розраховують на міцність та довговічність. Методика розрахунку залежить від типу зубчатого зачеплення.

5.3.1 Циліндричні зубчасті зачеплення

Визначення навантаження та розрахунок циліндричних зубчастих зачеплень головної передачі на міцність й довговічність, а також решти їх геометричних параметрів, у курсовому проекті виконується за допомогою програми *Autodesk Inventor*. Для цього створюють новий файл з розширенням «.iam» і у вкладці «*Desing*» (Проектування) відкривають «*Spur Gears Component Generator*» (генератор компонентів циліндричного зубчатого зачеплення) та вносять дані з функціонального розрахунку. Вигляд діалогового вікна представлено на рисунку 5.9.

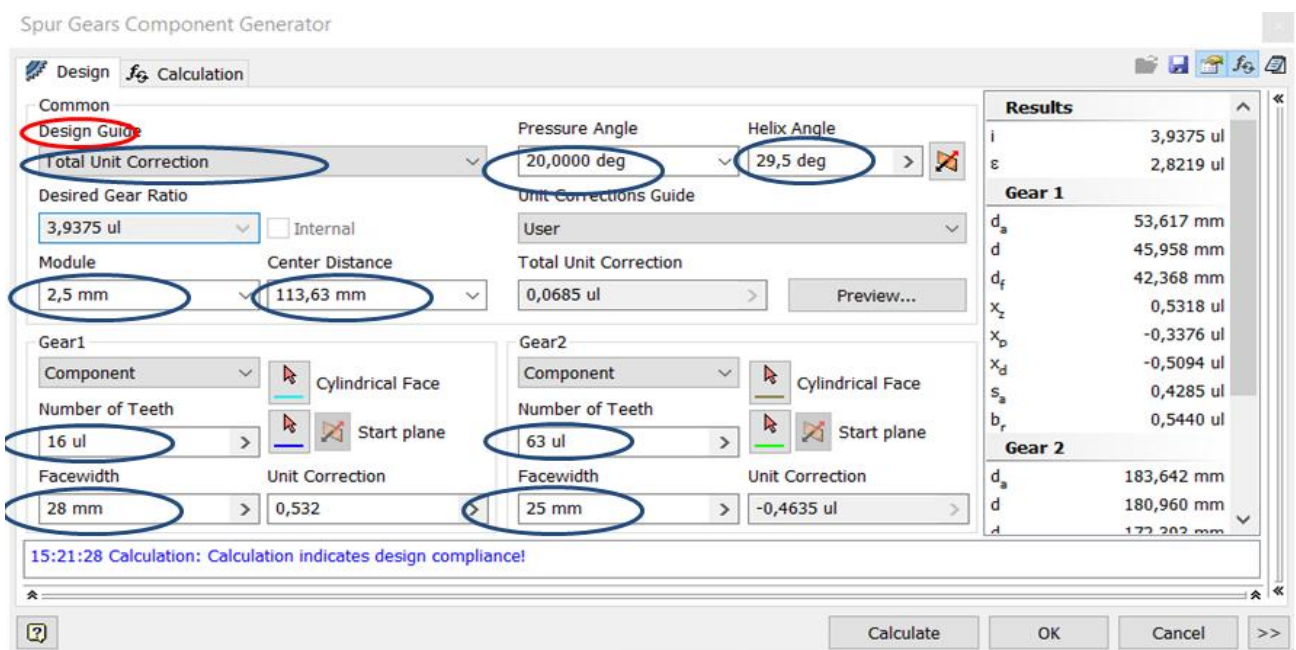


Рис. 5.9. Діалогове вікно програми *Autodesk Inventor* для проектування зубчатого зачеплення

Проектування починають з вибору моделі (*Design Guide*). З запропонованих варіантів треба обрати параметр, який не визначено при функціональному розрахунку – **загальний коефіцієнт зміщення** (*Total Unit Correction*). Значення модуля m_n (*Module*), кількості зубців z (*Number of Teeth*), міжосьової відстані a_w (*Center Distance*), кута профілю α (*Pressure Angle*), кута нахилу зуба β (*Helix Angle*) та ширини зубчастого вінця b (*Facewidth*) треба внести у відповідні комірки. Слід зазначити, що значення передатного числа (*Desired Gear Ratio*) зачеплення розраховується автоматично.

Напрямок кута нахилу зуба ведучої шестерні циліндричного зачеплення подвійної головної передачі обирають «ліве» (*Left*). Для ведучої шестерні одинарної циліндричної головної передачі напрям кута нахилу зуба обирають таким самим, як і для шестерень вторинного вала двовальної коробки передач, тобто «ліве» (*Left*).

Слід зазначити, що при розрахунку зубчастого зачеплення треба будувати шестерню (зубчасте колесо 1) (*Gear 1*) та ведене колесо «зубчасте колесо 2» (*Gear 2*) як «компонент» (**Component**). З запропонованих варіантів коефіцієнту зміщення (*Unit Corrections Guide*) вибрати «користувальницький» (*User*). Після натискання на кнопку «Розрахувати» (*Calculate*) внизу діалогового вікна висвітлюється повідомлення блакитного кольору про успішне рішення. Цифрові значення результатів рішення відображені у діалоговому вікні праворуч (рис. 5.9). Якщо які-небудь параметри функціонального розрахунку не вірні або внесені помилково, то рішення не відбувається, про що свідчить повідомлення червоного кольору (рис. 5.10).

Якщо після розрахунку загального коефіцієнту зміщення внизу вікна з'явилась рекомендація (блакитного кольору) по проектуванню зачеплення (рис. 5.11), то треба змінити значення коефіцієнта зміщення для зубчастого колеса 1. У випадку рекомендації, яка наведена на рисунку 5.11, треба збільшити значення коефіцієнта зміщення до 0,532, тому що $x_z=0,5318$ (див. «Результати – Зубчасте колесо 1» на рисунку 5.11).

При цьому відбувається коректне проектування зубчастого зачеплення (рис. 5.9). Для перегляду геометрії спроектованого зубчастого зачеплення треба натиснути кнопку «Перегляд» (*Preview*). На вкладці «Зачеплення зубців» (*Teeth mesh*) у вікні «Перегляд» є змога подивитись та оцінити кінематичний процес обертання зубчатих коліс.

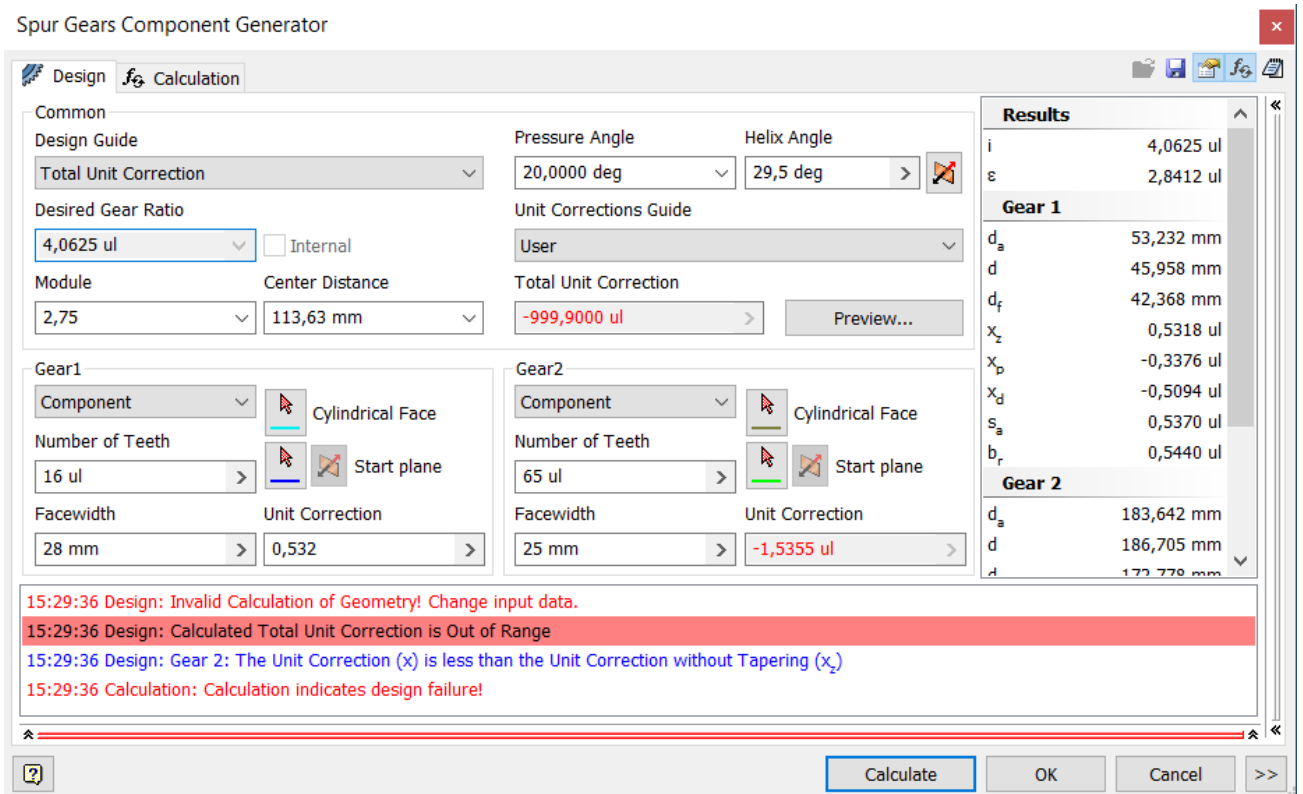


Рис. 5.10 Діалогове вікно програми Autodesk Inventor при незадовільному розрахунку

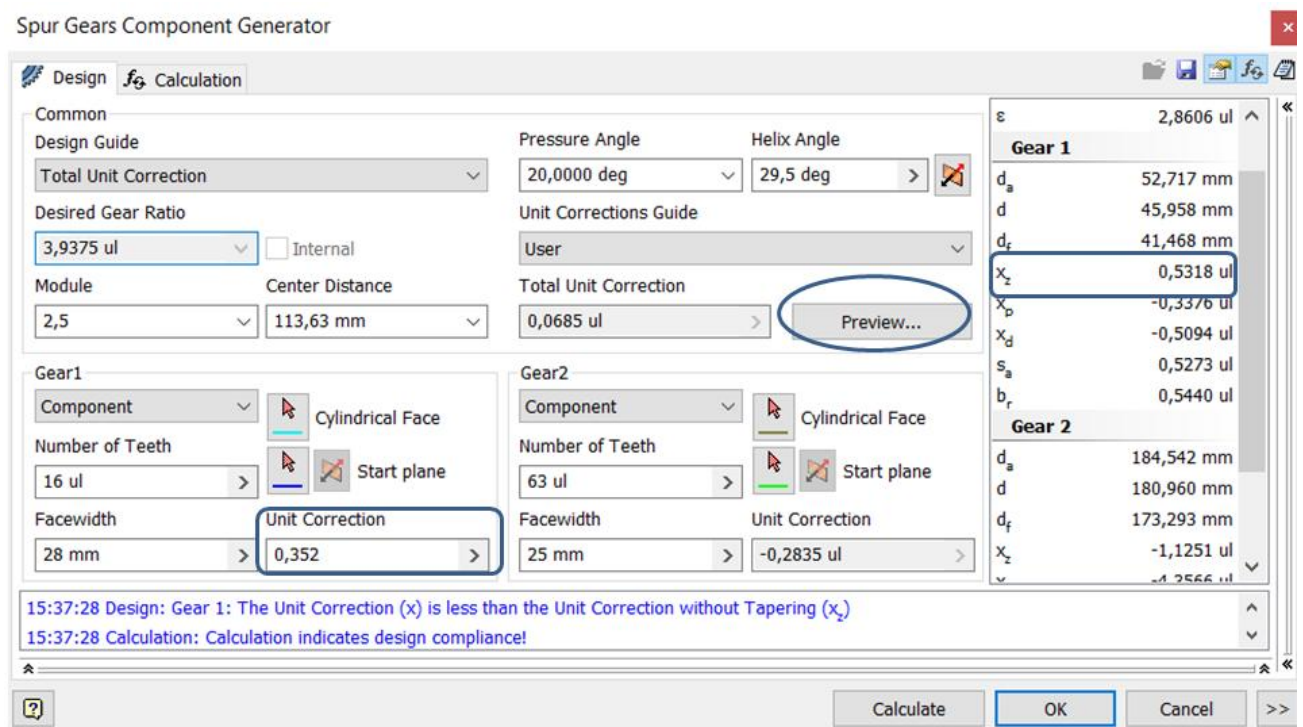


Рис. 5.11. Діалогове вікно програми Autodesk Inventor у разі наявності рекомендації збільшити значення коефіцієнта зміщення

Після створення моделі зубчастого зачеплення виконують розрахунок зубців на міцність і довговічність (*Calculation*) (див. рис. 5.12). Для розрахунку у програму треба внести значення:

- параметрів навантаження шестерень: потужність N_z (*Power P*), частота обертання шестерні n_z (*Speed n*);

- характеристики матеріалів шестерень: границя втоми при згині σ_{Flim} (*Bending Fatigue Limit*), границя контактної втоми σ_{Hlim} (*Contact Fatigue Limit*), модуль пружності E (*Modulus of Elasticity*), коефіцієнт Пуассона μ (*Poisson`s Ratio*), вид термообробки (*Heat Treatment*).

Навантаження визначають за потужністю яка передається зубчастим зачепленням N_z (у *Inventor* «*P*») та частотою обертання n_z (швидкістю). Потужність N_z , яка підводиться до ведучої шестерні (у *Inventor* – «зубчастого колеса 1») головної передачі визначають за формулою

$$N_z = \begin{cases} M_{e\max} \cdot n_M \cdot \eta_k / 9550 - \text{одинарної ГП}; \\ M_{e\max} \cdot n_M \cdot \eta_k \cdot \eta_{0k} / 9550 - \text{другої пари подвійної ГП.} \end{cases}, \quad (5.43)$$

де $M_{e\max}$ – максимальний крутний момент на колінчастому валу двигуна;

n_M – частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальному моменті;

u_{k1} , u_{0k} – передатні числа відповідно першої передачі коробки передач та конічної пари подвійної головної передачі;

$\eta_k=0,96$, $\eta_{0k}=0,97$ – коефіцієнти корисної дії відповідно коробки передач на першій передачі та конічної пари подвійної головної передачі.

Частота обертання шестерні $n_{0ш}$ на ведучому валу одинарної головної передачі дорівнює

$$n_z = n_M / u_{k1}, \quad (5.44)$$

а для подвійної головної передачі частота обертання циліндричної шестерні

$$n_z = n_M / (u_{k1} \cdot u_{0k}). \quad (5.45)$$

За введеними значеннями N_z і n_z автоматично розраховується значення крутного моменту (у *Inventor* позначається «*T*»), що діє на зубчастому колесі та значення відповідних сил, що виникають у зачепленні (колова F_t , радіальна F_r , осьова F_a) та коефіцієнти запасу для обох коліс зубчастого зачеплення (рис. 5.12).

Spur Gears Component Generator

Design Calculation

Method of Strength Calculation
ISO 6336:1996

Loads

	Gear 1	Gear 2
Power	P 31 kW	30,380 kW
Speed	n 3000 rpm / 3,63	209,54 rpm
Torque	T 358,786 N m	1384,466 N m
Efficiency	η 0,980 ul	

Material Values

Gear 1 ☐ User material

Gear 2 ☐ User material

	Gear 1	Gear 2
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim} 750 MPa	750 MPa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim} 2500 MPa	2500 MPa
Modulus of Elasticity	E 206000 MPa	206000 MPa
Poisson's Ratio	μ 0,300 ul	0,300 ul
Heat Treatment	4 ul	4 ul

Required Life L_h 10000 hr

Factors Accuracy

15:51:25 Calculation: Calculation indicates design compliance!

Calculate OK Cancel >>

а

Spur Gears Component Generator

Design Calculation

Method of Strength Calculation
ISO 6336:1996

Loads

	Gear 1	Gear 2
Power	P 31 kW	30,380 kW
Speed	n 3000 rpm / 3,63	209,54 rpm
Torque	T 358,786 N m	1384,466 N m
Efficiency	η 0,980 ul	

Material Values

Gear 1 ☐ User material

Gear 2 ☐ User material

	Gear 1	Gear 2
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim} 350 MPa	750 MPa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim} 2500 MPa	2500 MPa
Modulus of Elasticity	E 206000 MPa	206000 MPa
Poisson's Ratio	μ 0,300 ul	0,300 ul
Heat Treatment	4 ul	4 ul

Required Life L_h 10000 hr

Factors Accuracy

15:56:46 Calculation: Calculation indicates design failure!

Calculate OK Cancel >>

б

Рис. 5.12. Діалогові вікна програми Autodesk Inventor у разі виконання розрахунку зубчастого зачеплення:
а – у випадку задовільної міцності;
б – у випадку незадовільної міцності

Розрахунок зубчастого зачеплення виконується відповідно до ISO 6336 – 1998 за значеннями характеристик втомних властивостей матеріалу: σ_{Flim} – границя витривалості при вигині зубців; σ_{Hlim} – границя контактної витривалості активних поверхонь зубців. Значення σ_{Flim} і σ_{Hlim} для зубців шестерень залежать від матеріалу, виду термічної обробки та якості механічної обробки активних поверхонь зубців.

При курсовому проектуванні для шестерень, які відповідають вимогам, що наведені в розділі «Технічні вимоги до деталей головної передачі та матеріали для їх виготовлення» можливо прийняти: $\sigma_{Flim} = (1500 \dots 1900)$ МПа; $\sigma_{Hlim} = (2500 \dots 3000)$ МПа. Крім того приймають модуль пружності матеріалу шестерень $E = 206000$ МПа, а коефіцієнт Пуасона $\mu = 0,3$. Якщо міцність зубців не достатня, у діалоговому вікні висвітлюється червоним кольором повідомлення про незадовільність розрахунків та значення параметра який не відповідає умові міцності (рис. 5.12 б).

При проектуванні зубчастого зачеплення досягнення умови його міцності та довговічності виконується корегуванням значень модуля зубців та їх кількості, кута нахилу зубців β та ширини зубчастого вінця b .

У результаті розрахунків зубчастого зачеплення визначаються параметри, які характеризують його ефективність та працездатність (див. рис. 5.11, 5.12). У пояснювальну записку курсового проекту необхідно занести значення розрахункового крутного моменту T на ведучому валу та сил, що виникають у зачепленні: колової сили F_t ; радіальної сили F_r ; осьової сили F_a , та значення коефіцієнтів запасу S_H , S_F для обох коліс. Доцільно це зробити за допомогою «prt sc» діалогового вікна програми *Autodesk Inventor* результатів розрахунку, як показано на рисунку 5.12 а.

Спроектовані компоненти зубчастого зачеплення (рис. 5.13) є базою для створення 3-D моделей шестерні та колеса головної передачі. При цьому у файлі колеса з розширенням «.ipt» зазвичай добудовують конструктивні елементи центрування, криплення та інші. Шестерня зазвичай виконується сумісно з валом. Тому доцільно створити новий файл з розширенням «.iam» у генераторі валів з ланкою яка відповідає зовнішньому діаметру і ширині шестерні для наступного формування зубчастого вінця як це описано нижче п. 5.5.3.

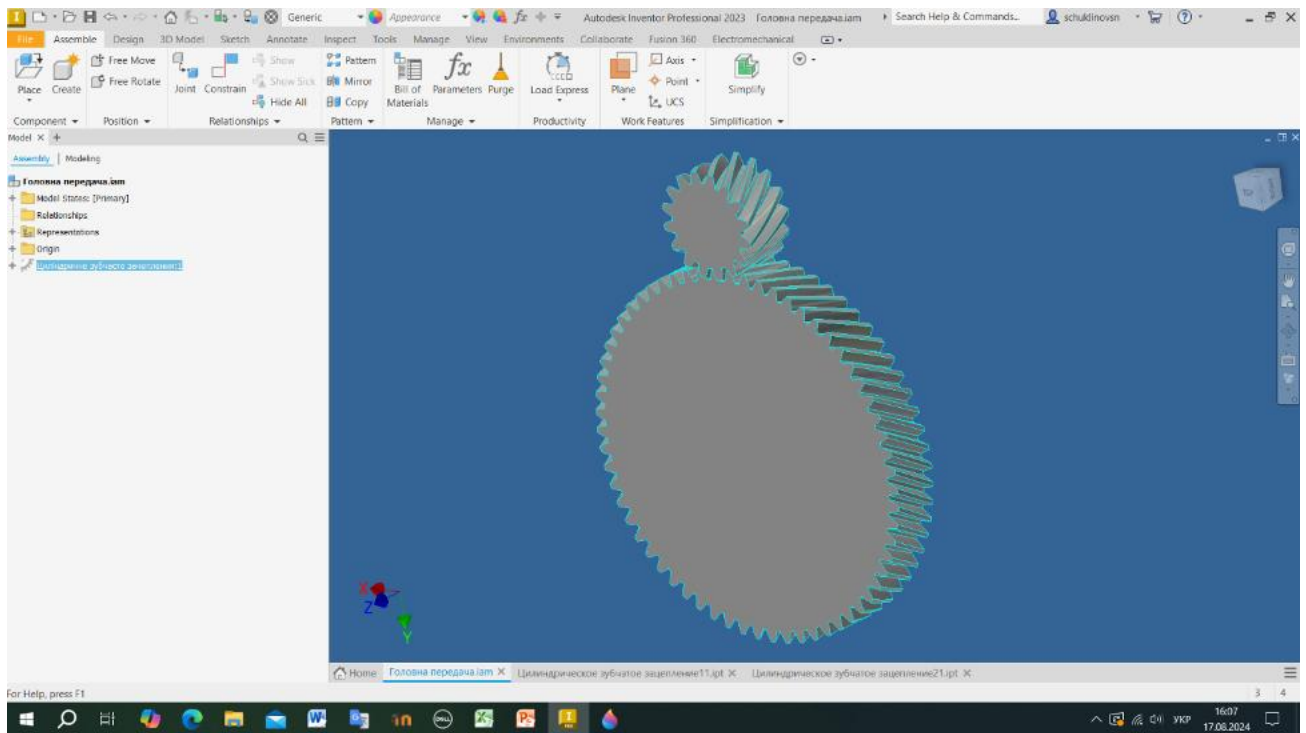


Рис. 5.13. Вигляд зубчастого зацеплення, що спроектовано в програмі *Autodesk Inventor*

5.3.2 Конічні та гіпоїдні зубчасті зацеплення

Визначення навантаження та розрахунків конічних і гіпоїдних зубчастих зацеплень головної передач на міцність і довговічність у курсовому проекті виконується за допомогою програми *Excel*. Приклади розрахунків наведено у додатку А. Розрахункові схеми та формули для розрахунків конічних та гіпоїдних зацеплень головних передач наведено нижче.

Визначення навантажень у конічних і гіпоїдних зубчастих зацепленнях при передачі крутного моменту

При передачі крутного моменту в зацепленні конічної пари виникають нормальні до робочих поверхонь зубців сили F_n . Для розрахунку їх розкладають на складові: колову F_t , осьову F_a та радіальну F_r . Силам, що діють на шестерню, додають індекс 1, а на колесо – індекс 2 (рис. 5.14).

Значення сил, що діють на шестерню конічного зацеплення розраховують за формулами (5.46), (5.47) і (5.48).

Колова сила

$$F_{t1} = \frac{M_{\text{emax}} \cdot u_{ki}}{r_{m1}}. \quad (5.46)$$

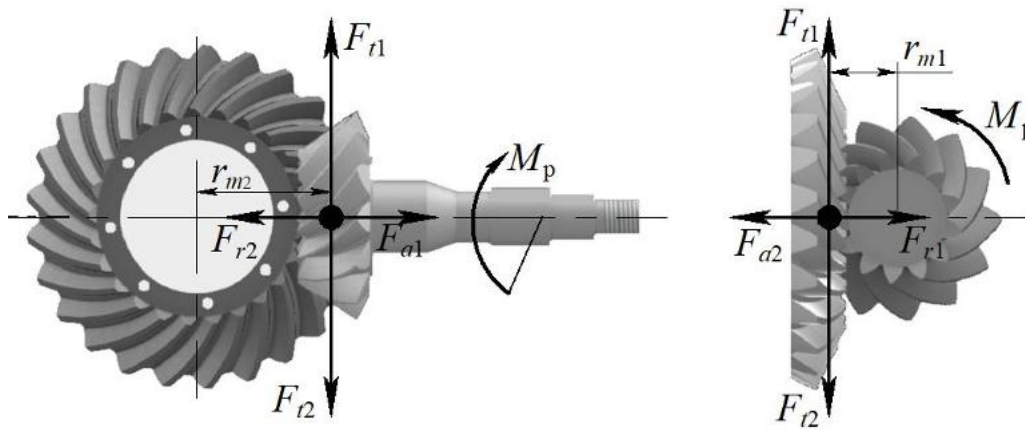


Рис. 5.14. Схема сил, що діють у конічному зачепленні

Осьова сила

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} \cdot (tg \alpha \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cdot \cos \delta_1). \quad (5.47)$$

Радіальна сила

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} \cdot (tg \alpha \cdot \cos \delta_1 \mp \sin \beta \cdot \sin \delta_1). \quad (5.48)$$

Значення сил, що діють на колесо конічного зачеплення визначають за рівностями: $F_{t2} = F_{t1}$; $F_{a2} = F_{r1}$; $F_{r2} = F_{a1}$. У дужках формул (5.47), (5.48) при розрахунку приймають верхній знак, що відповідає передачі крутного моменту при русі автомобіля вперед. Нижній знак відповідає передаванню крутного моменту при русі автомобіля назад. Режим руху назад у курсовому проєкті не розраховується.

При передаванні крутного моменту у режимі руху автомобіля вперед у гіпоїдному зачепленні виникають сили, як наведено на рисунку 5.15.

Значення сил, що діють у зачепленні гіпоїдної пари розраховують за формулами (5.49) – (5.54).

Колові сили

$$F_{t1} = \frac{M_{e\max} \cdot u_{k1}}{r_{m1}}; \quad (5.49)$$

$$F_{t2} = \frac{F_{t1} \cdot \cos \beta_2}{\cos \beta_1}. \quad (5.50)$$

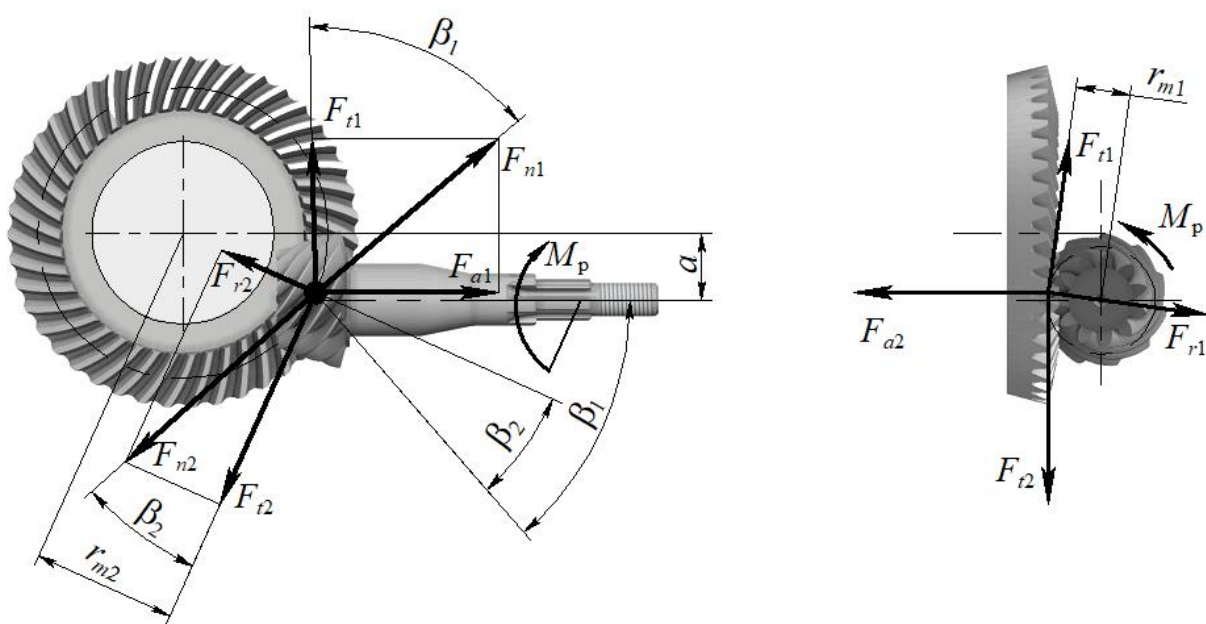


Рис. 5.15. Схема сил, що діють у гіпоїдному зачепленні

Осьові сили

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} \cdot (tg \alpha \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta_1 \cdot \cos \delta_1); \quad (5.51)$$

$$F_{a2} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} \cdot (tg \alpha \cdot \sin \delta_2 \mp \sin \beta_2 \cdot \cos \delta_2). \quad (5.52)$$

Радіальні сили

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} \cdot (tg \alpha \cdot \cos \delta_1 \mp \sin \beta_1 \cdot \sin \delta_1); \quad (5.53)$$

$$F_{r2} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} \cdot (tg \alpha \cdot \cos \delta_2 \pm \sin \beta_2 \cdot \sin \delta_2). \quad (5.54)$$

Визначення міцності та довговічності конічних та гіпоїдних зачеплень головних передач

Для визначення міцності та довговічності конічних та гіпоїдних зубчастих зачеплень існують стандартизовані методики [9, 10]. При курсовому проектуванні дозволяється виконати розрахунки за спрощеною методикою, що наведена нижче. При цьому розраховується міцність зубців при згині та контактна міцність робочої поверхні зубців *ведучої шестерні*, тому що вона відноситься до деталей головної передачі які найшвидше за інших зношуються.

Міцність зубців ведучої шестерні при згині визначається за значенням напруження згину, що розраховується за відомою формулою

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{F_{t1}}{y_1 \cdot b_1 \cdot t_{mn1}}, \quad (5.55)$$

де y_1 – коефіцієнт форми зуба шестерні;

b_1 – ширина зубчастого вінця шестерні;

$t_{mn1} = \pi \cdot m_{mn}$ – нормальний крок зубців шестерні у середньої площині.

Коефіцієнт форми зуба шестерні розраховують за формулою

$$y_1 = 0,13 + 0,04 \cdot \frac{z_{e1} - 48}{32} + 0,02 \cdot \left(\frac{z_{e1} - 48}{32} \right)^2, \quad (5.56)$$

де $z_{e1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_1 \cdot \cos \delta_1}$ – еквівалентна кількість зубців шестерні.

Міцність зубців ведучої шестерні при згині вважається достатньою, якщо виконується умова $\sigma_{\text{и}} \leq [\sigma_{\text{и}}] = 700 \dots 900$ МПа.

Контактна міцність робочої поверхні зубців шестерні визначається за значеннями контактних напружень, що розраховується за відомою формулою

$$\sigma_{\text{к}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot E}{b_1 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}, \quad (5.57)$$

де $E = 210000$ МПа – модуль пружності сталі;

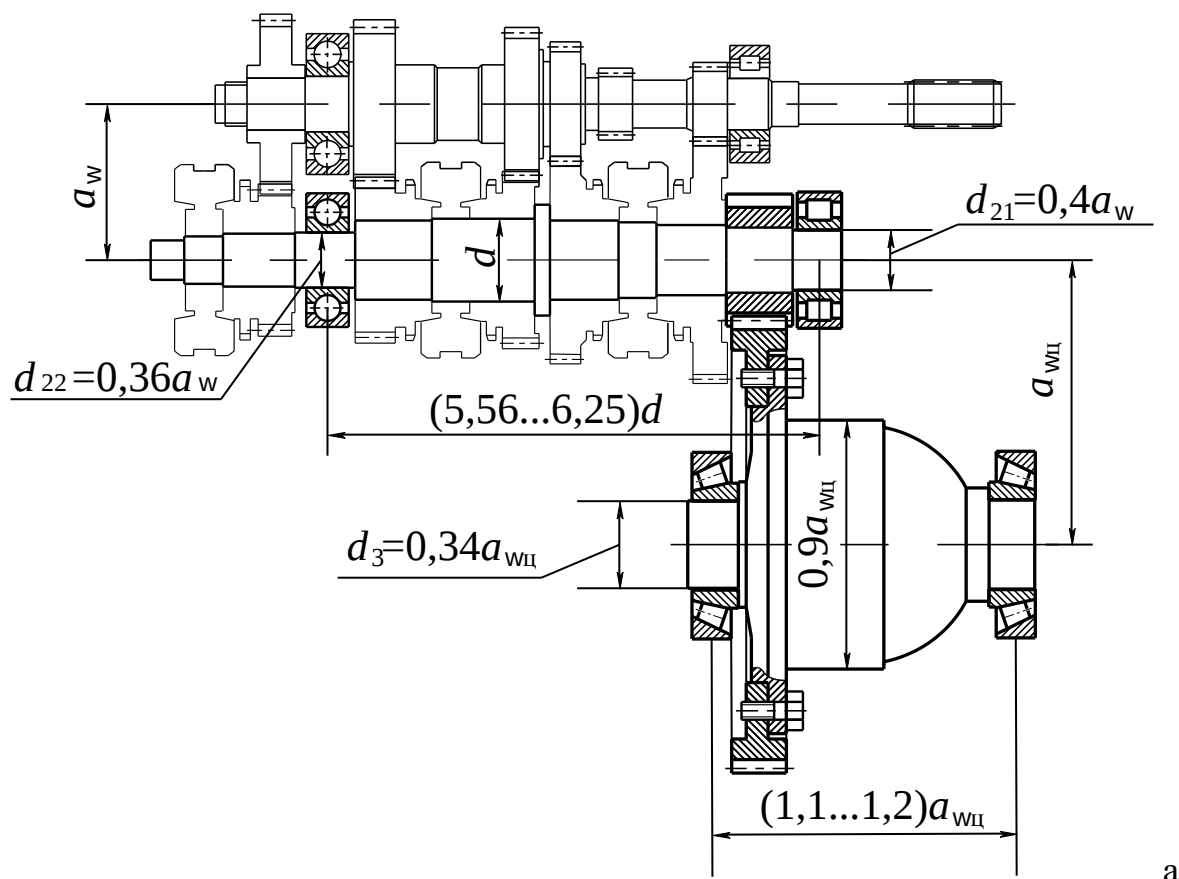
$$\rho_1 = \frac{r_{m1}}{\cos^2 \beta_1 \cdot \cos \delta_1}, \quad \rho_2 = \frac{r_{m2}}{\cos^2 \beta_2 \cdot \cos \delta_2} \text{ – радіуси кривизни робочої}$$

поверхні зубців відповідно шестерні та колеса.

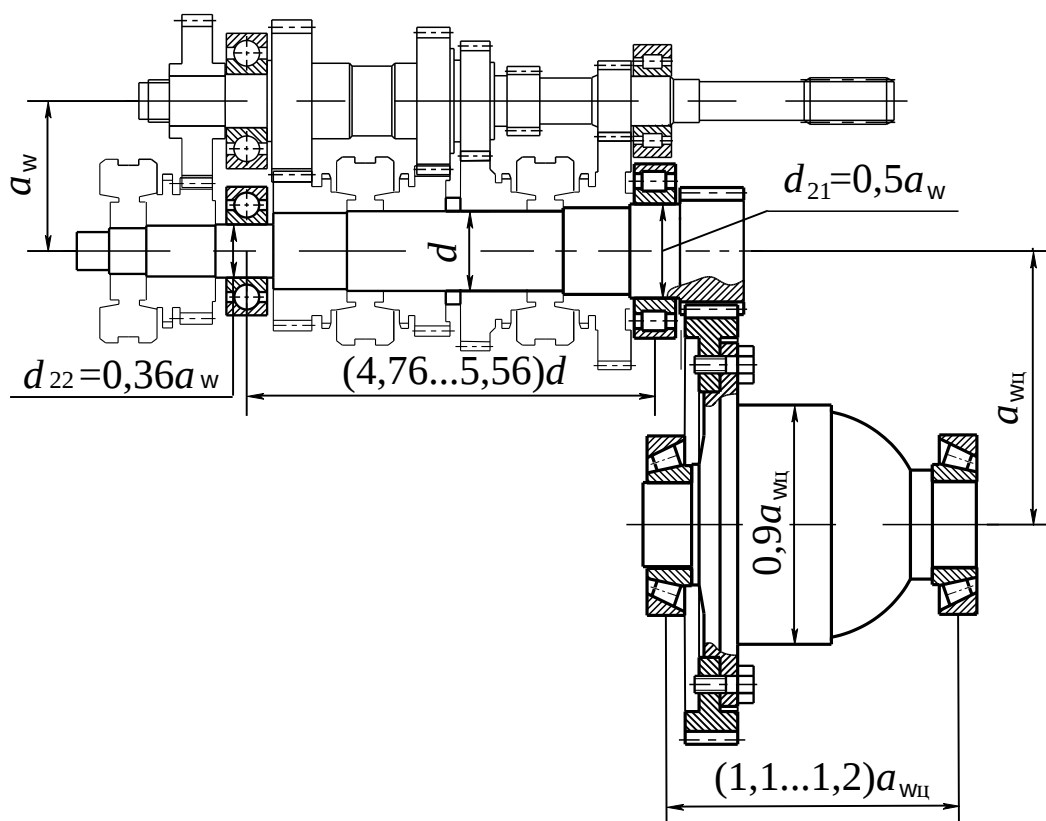
Контактна міцність робочої поверхні зубців шестерні вважається достатньою, якщо виконується умова $\sigma_{\text{к}} \leq [\sigma_{\text{к}}] = 1500 \dots 2500$ МПа.

5.4 Проектування компоувальної схеми головної передачі

Відповідно до кінематичної схеми головної передачі проектують її компоувальну схему. Для цього необхідно визначити попередні розміри валів, підшипників та їх розташування на ньому, розміри корпусу диференціала та його розташування на веденому колесі, тощо (див. рис. 5.16 – 5.18).



а



б

Рис. 5.16. Приклади компоувальних схем циліндричних головних передач, що компоується сумісно з коробкою передач з розташуванням ведучої шестерні проміж підшипників – а, консольне розташування – б

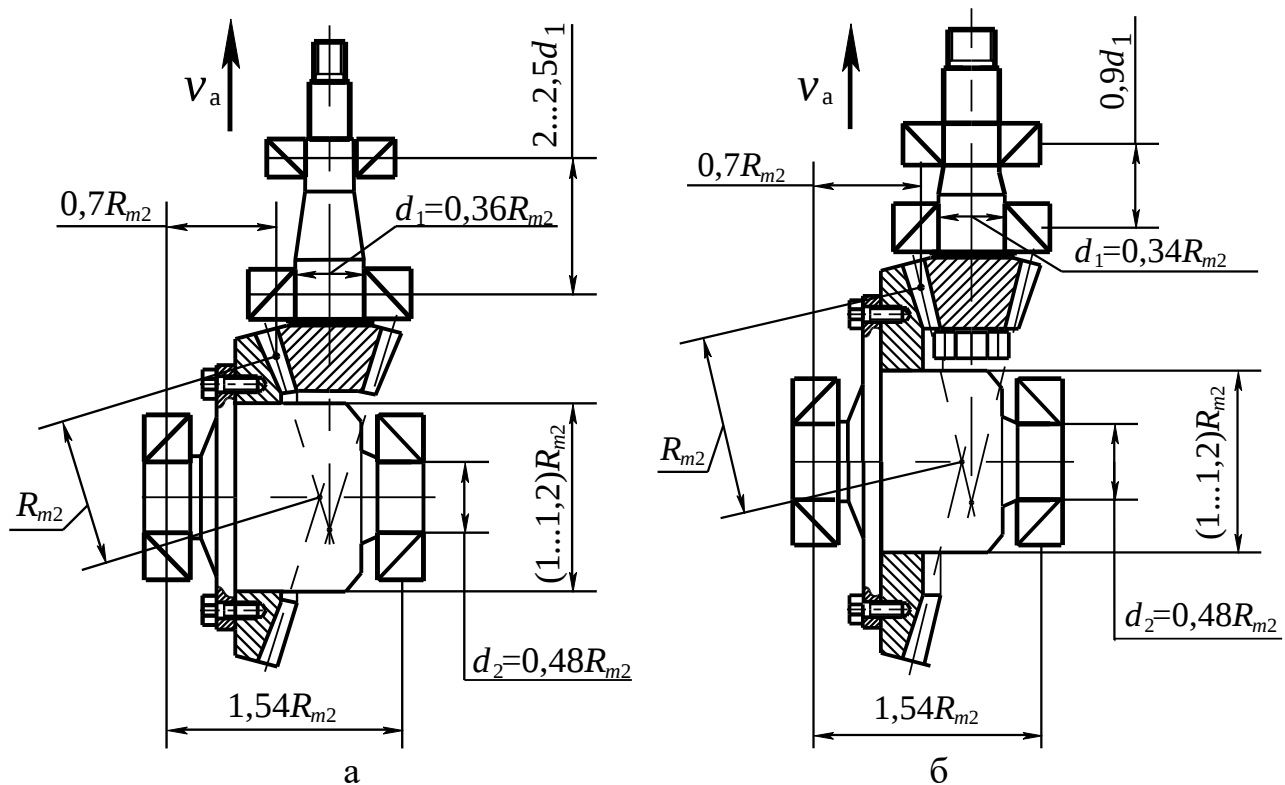


Рис. 5.17. Приклади компоувальних схем гіпоїдних головних передач:
а – консольна ведуча шестерні; б – ведуча шестерня проміж опор

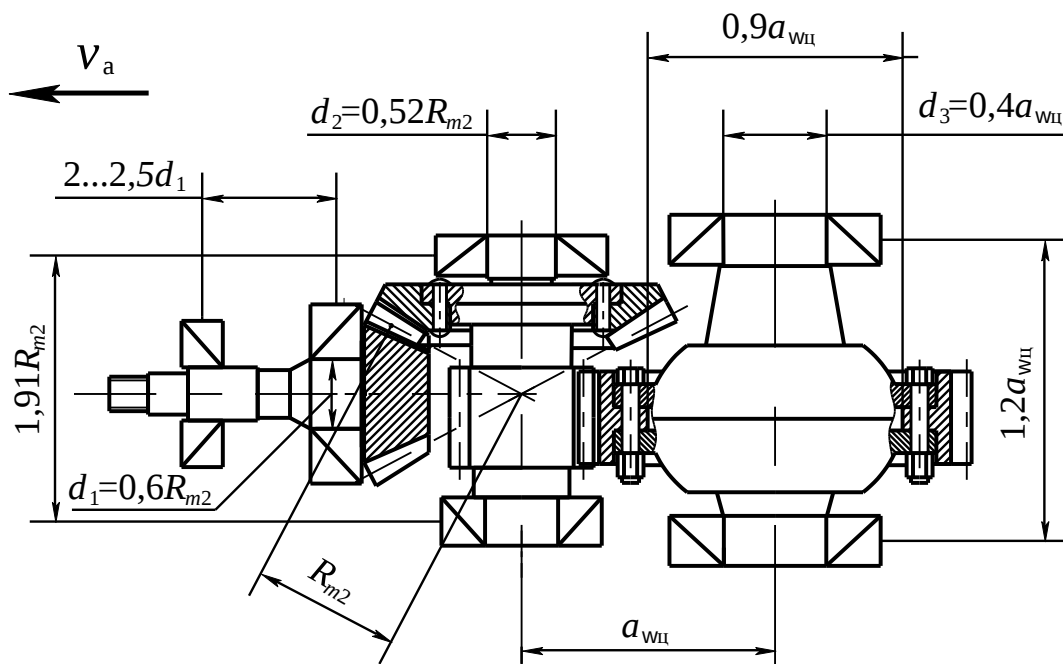


Рис. 5.18. Приклад компоувальної схеми
подвійної єдино агрегатної головної передачі

Розміри валів визначають з умови забезпечення достатньої їх жорсткості. Вал з ведучою шестернею головної передачі, що компоується сумісно з коробкою передач (див. рис. 5.16),

встановлюється на підшипники коробки передач. Тому його виготовляють ступінчастими з максимальним діаметром d в середині вала (див. рис. 5.16а) або під внутрішнім кільцем підшипника (див. рис. 5.16б).

Відстань між серединами опор підшипників визначають в залежності від значення максимального діаметра вала в середній його частині d (див. рис. 5.16). Вали встановлюються частіше всього на однорядних радіальних кулькових та роликів підшипниках легкої та середньої серії.

Значення діаметру в середині вала визначають в долях від міжосьової відстані коробки передач $d \approx 0,45a_{\omega}$ (де $a_{\omega} = k \cdot \sqrt[3]{M_{e\max}}$ - міжосьова відстань коробки передач; $k = 14,5 \dots 16$ – емпіричний коефіцієнт). У випадку консольного розташування шестерні на валу значення діаметра шипа під внутрішнім кільцем підшипника (див. рис. 5.16б) приймають $d \approx 0,5a_{\omega}$.

Габаритні розміри підшипників ведучого вала орієнтовно обирають в долях від міжосьової відстані a_{ω} коробки передач, а веденого вала від в долях від міжосьової відстані $a_{\omega\text{ц}}$ головної передачі (табл. 5.3). Ведений вал зазвичай встановлюють на радіально упорні роликові підшипники та іноді, при невеликих навантаженнях, на радіально упорні кулькові підшипники.

Таблиця 5.3 – Габаритні розміри підшипників одинарної циліндричної головної передачі

Вал	Правий підшипник		Лівий підшипник
	Рис. 16а	Рис. 16б	
Ведучий	$d_{21} = 0,4a_{\omega}$ $D_{21} = 0,9a_{\omega}$ $B_{21} = 0,2a_{\omega}$	$d_{21} = 0,5a_{\omega}$ $D_{21} = 1,15a_{\omega}$ $B_{21} = 0,2a_{\omega}$	$d_{22} = 0,36a_{\omega}$ $D_{22} = 0,9a_{\omega}$ $B_{22} = 0,18a_{\omega}$
Ведений	$d_3 = 0,34a_{\omega\text{ц}}; D_3 = 0,65a_{\omega\text{ц}}; B_3 = 0,16a_{\omega\text{ц}}$		

Ведучий вал одинарної гіпоїдної головної передачі виготовляють ступінчастим з максимальним діаметром шейки під підшипник біля ведучої шестерні. Значення діаметра вала d_1 визначають в долях від конусної відстані гіпоїдного колеса R_{m2} . Відстань між підшипниками ведучого вала залежить від значення d_1 та схеми компоновки головної передачі (див. рис. 5.17). Відстань між підшипниками веденого вала визначають в долях від R_{m2} .

Габаритні розміри підшипників орієнтовно обирають в долях від конусної відстані гіпоїдного колеса R_{m2} (див. табл. 5.4).

Таблиця 5.4 – Габаритні розміри підшипників гіпоїдних головних передач

Вал	Підшипник (рис. 17а)		Підшипник (рис. 17б)		
	Передний	Задний	Передний	Задний	На консоли
Ведучий	$d_{11}=0,29R_{m2}$	$d_{12}=0,36R_{m2}$	$d_{11}=0,31R_{m2}$	$d_{12}=0,34R_{m2}$	$d_{13}=0,21R_{m2}$
	$D_{11}=0,68R_{m2}$	$D_{12}=0,77R_{m2}$	$D_{11}=0,65R_{m2}$	$D_{12}=0,73R_{m2}$	$D_{13}=0,51R_{m2}$
	$B_{11}=0,23R_{m2}$	$B_{12}=0,28R_{m2}$	$B_{11}=0,21R_{m2}$	$B_{12}=0,25R_{m2}$	$B_{13}=0,13R_{m2}$
Ведений	$d_3=0,41R_{m2}; D_3=0,75R_{m2}; B_3=0,22R_{m2}$				

Якщо гіпоїдна головна передача компонується з двовальною коробкою передач (див. кінематичну схему на рис. 5.3), то параметри ведучого вала та його підшипників можна визначити за наведеною вище методикою для циліндричної передачі. При чому відстань між підшипниками веденого вала може збільшуватись з конструктивних міркувань. Зазвичай у головній гіпоїдній передачі застосовують радіально упорні роликові підшипники.

При компонуванні подвійної головної передачі (див. рис. 5.18) параметри ведучого та проміжного валів визначають в залежності від конусної відстані конічного колеса R_{m2} , а веденого вала в залежності від міжосьової відстані циліндричного зачеплення $a_{\omega\psi}$.

Габаритні розміри підшипників орієнтовно обирають за співвідношеннями які наведені у таблиці 5.5. Зазвичай у подвійної головної передачі застосовують радіально-упорні роликові підшипники.

Таблиця 5.5 – Габаритні розміри підшипників подвійних головних передач

Вал	Підшипник	
Ведучий	Передний	Задний
	$d_{11}=0,45R_{m2}$	$d_{12}=0,6R_{m2}$
	$D_{11}=0,98R_{m2}$	$D_{12}=1,26R_{m2}$
	$B_{11}=0,34R_{m2}$	$B_{12}=0,47R_{m2}$
Проміжний	$d_{22}=0,52R_{m2}; D_{22}=1,1R_{m2}; B_{22}=0,44R_{m2}$	
Ведений	$d_{32}=0,4a_{\omega\psi}; D_{32}=0,68a_{\omega\psi}; B_{32}=0,18a_{\omega\psi}$	

Компонувальна схема визначає попередні розміри валів, розташування на них шестерень і підшипників та дає можливість проектувати шестерні, вали головної передачі та корпус диференціала.

5.5 Моделювання конічного та гіпоїдного зачеплень головної передачі

При функціональному розрахунку одинарної гіпоїдної головної передачі та конічної пари подвійної головної передачі визначено їх основні параметри. Решта геометричних параметрів, у курсовому проекті виконується за допомогою програми *Autodesk Inventor*.

5.5.1 Моделювання зубчастого зачеплення конічної пари

Спочатку створюють новий файл з розширенням «.iam» і у вкладці «*Desing*» (Проектування) відкривають «*Bevel Gears Component Generator*» (генератор компонентів конічного зубчастого зачеплення). Вигляд діалогового вікна представлено на рисунку 5.19.

Для моделювання зачеплення в *Autodesk Inventor* необхідно ввести у генераторі конічних зачеплень початкові дані (див. рис. 5.19), які визначено у функціональному розрахунку:

- кількості зубців шестерні z_1 (*Gear 1 Number of Teeth*) та колеса z_2 (*Gear 2 Number of Teeth*);
- кут нахилу зубців шестерні та колеса β (*Helix Angle*);
- зовнішній торцевий модуль m_{et} (*Module*);
- ширину зубчастого вінця b_ω (*Facewidth*);
- кут зачеплення α (*Pressure Angle*);
- кут перетину осей шестерні та колеса (*Shaft Angle*).

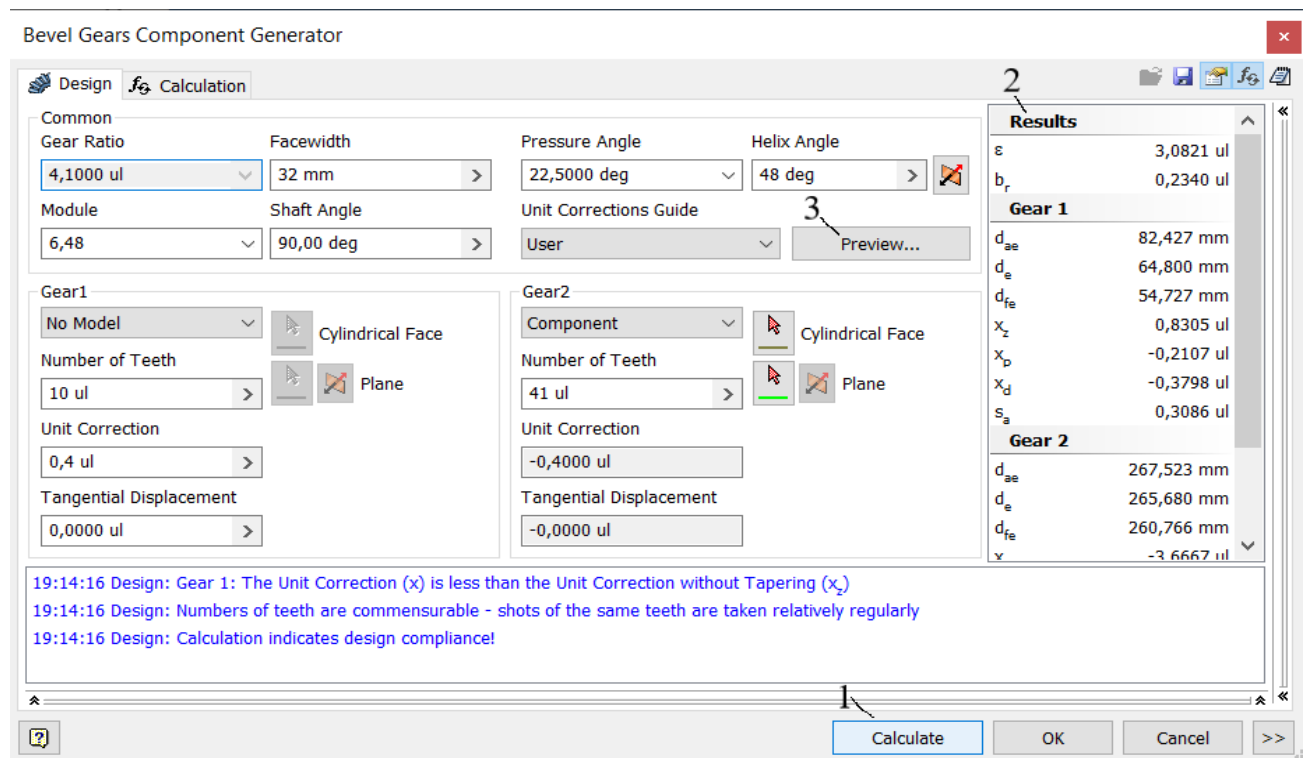


Рис. 5.19. Діалогове вікно генератора конічних зачеплень *Autodesk Inventor*: 1 – розрахунок; 2 – огляд; 3 - результати

Кут перетину осей шестерні та колеса головної передачі зазвичай дорівнює 90°. Коефіцієнт зміщення (*Unit Correction*) та тангенціальне зміщення (*Tangential Displacement*) розраховуються автоматично.

Але є можливість корегування цих значень для шестерні з метою наближення до рівномірності зубців шестерні та колеса.

Для розрахунку геометричних параметрів зубчастих коліс та параметрів профілю зуба в конічному зачепленні (рис. 5.19) треба натиснути «Розрахунок» (*Calculate*). Значення отриманих результатів можна подивитися відкрив вкладки «Огляд» (*Preview*). Значення результатів розрахунку геометричних параметрів шестерні (*Gear 1*) та колеса (*Gear 2*) конічного зачеплення наведено праворуч (рис. 5.19 поз. 3).

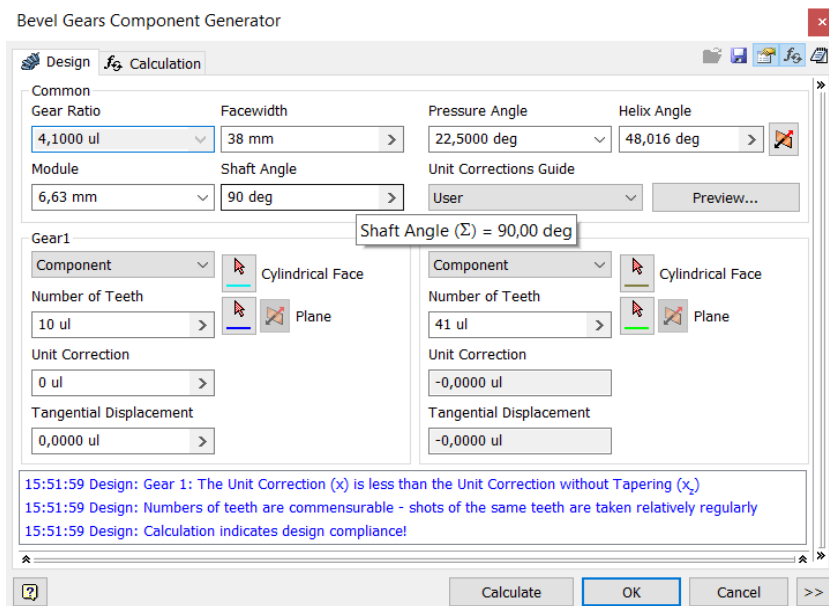
5.5.2 Моделювання зубчастого зачеплення одинарної гіпоїдної головної передачі

Безпосередня побудова гіпоїдного зачеплення в генераторі компонентів конічного зубчастого зачеплення «*Bevel Gears Component Generator*» неможлива. Однак, за пропонованою нижче методикою є можливість створити 3-D модель зубчатої пари гіпоїдної передачі з конічними колесами, геометричні параметри яких будуть відповідати геометричним параметрам коліс гіпоїдного зачеплення. Це відкриває можливості для 3-D моделювання гіпоїдного зачеплення. Для побудови 3-D моделей зубчастих коліс гіпоїдної передачі відповідно до методики пропонується виконати моделювання двох конічних зачеплень (рис. 5.20).

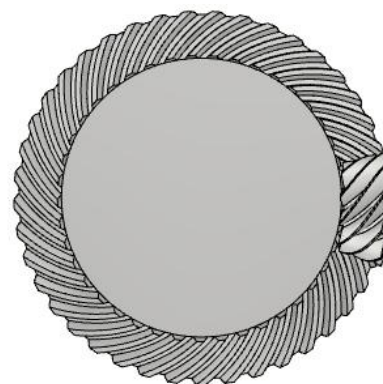
Але при цьому параметри одного зачеплення відповідають параметрам гіпоїдної шестерні, а другого зачеплення – параметрам гіпоїдного колеса. Обидва зачеплення мають однакові значення кількості зубців z_1 і z_2 та кутів зачеплення α , але різні значеннями: кутів нахилу зубців відповідно β_2 та β_1 ; торцевих модулів зубців відповідно m_{et2} та m_{et1} ; ширини зубчастих вінців відповідно b_{m2} та b_{m1} .

Середній кут зачеплення гіпоїдної передачі різний для протилежних сторін зубців. У генераторі конічних зубчастих зачеплень *Autodesk Inventor* кут профілю задається однаковим для обох сторін зуба, тому як припущення можна прийняти його значення рівним 22,5 градусів.

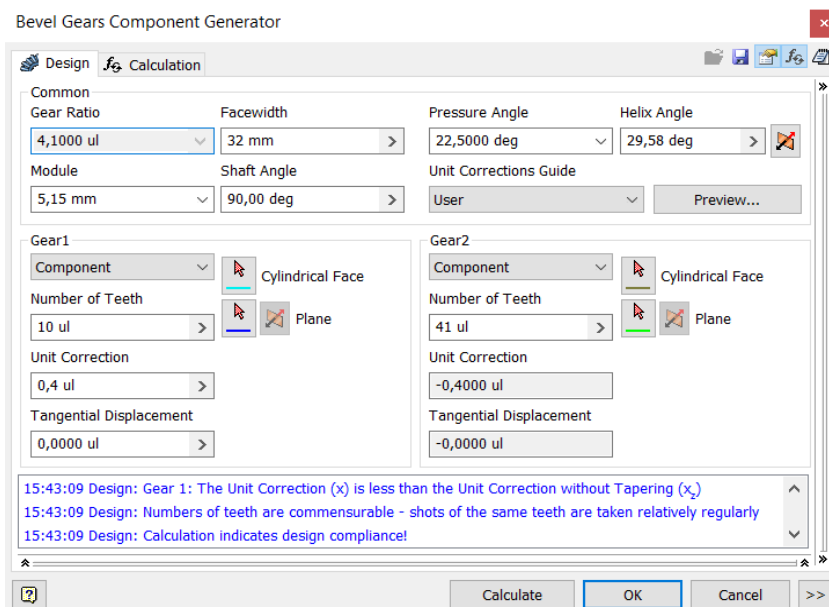
Для отримання окремих 3-D моделей шестерні та колеса з розрахунковими параметрами гіпоїдної передачі, у діалоговому вікні відповідної 3-D моделі конічного зубчастого зачеплення треба вказати, що «*Gear 2*» (рис. 5.21а) і «*Gear 1*» (рис. 5.21в) не мають моделі.



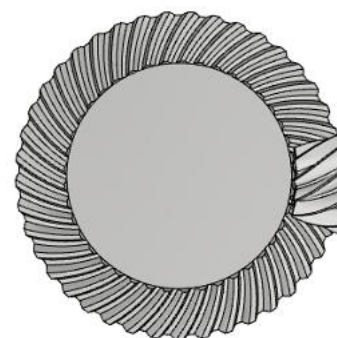
а



б



в

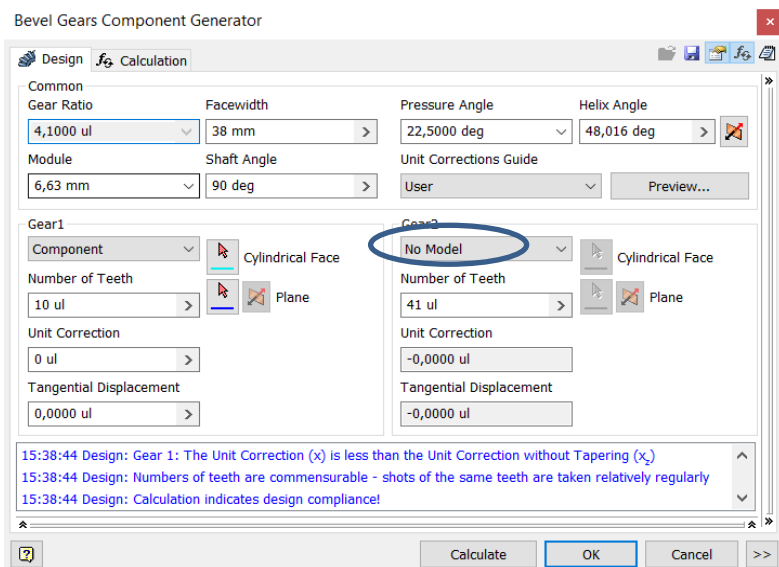


г

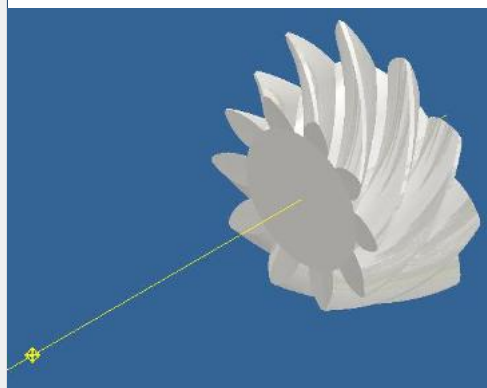
Рис. 5.20. Діалогові вікна генератора зубчастого зачеплення та 3-D моделі конічних передач:
а, б – з параметрами гіпоїдної шестерні;
в, г – з параметрами гіпоїдного колеса

При складанні гіпоїдної передачі для взаємного орієнтування зазвичай визначаються базові торці шестерні та колеса. Для цього треба визначити конструктивні елементи шестерні та колеса та побудувати їх на отриманих моделях у форматі «*.apt».

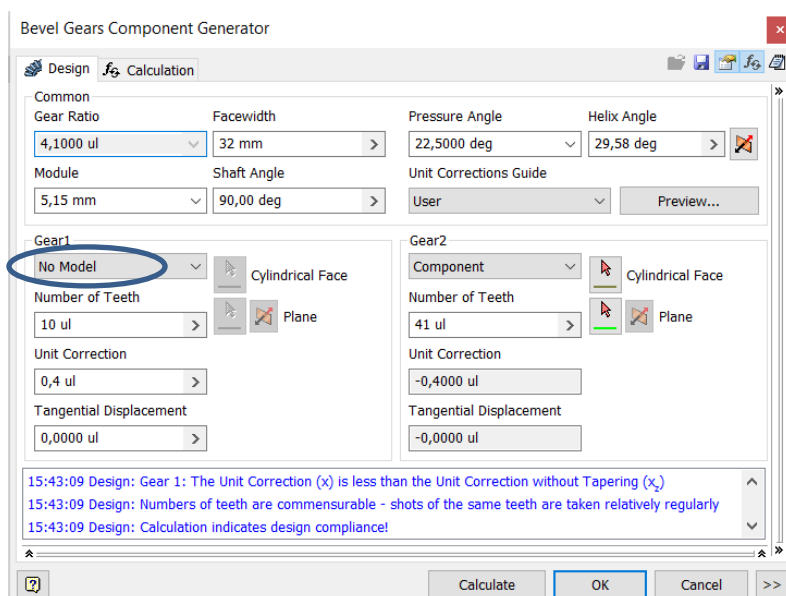
У Autodesk Inventor є можливість орієнтування моделей шестерні та колеса при складанні гіпоїдного зачеплення за ординатами вершин їх початкових конусів.



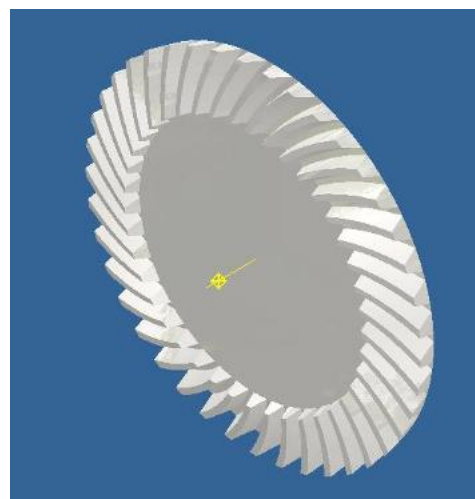
а



б



в



г

Рис. 5.21. Побудова 3-D моделі конічних шестерень:

а, б – з параметрами гіпоїдної шестерні;

в, г – з параметрами гіпоїдного колеса

Для цього треба визначити відмінність координат вершин початкових конусів шестерні та колеса гіпоїдної передачі в порівнянні з конічною передачею.

Визначення координат відносного зміщення вершин початкових конусів гіпоїдних шестерні та колеса

Inventor будує моделі конічних шестерні та колеса у зачепленні так, що вершини їх початкових конусів співпадають та при цьому зачеплення відбувається у полюсі p .

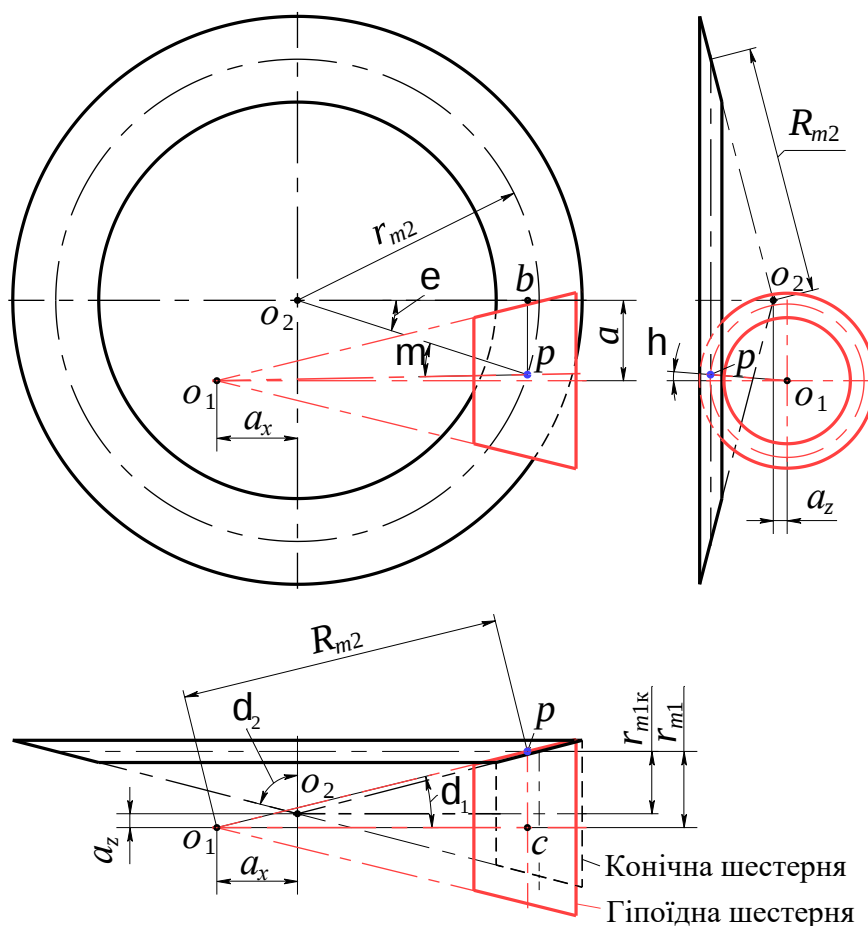


Рис. 5.22. Схема для визначення координат відносного зміщення вершин початкових конусів гіпоїдних шестерні та колеса

Крім цього у гіпоїдної передачі шестерня та колесо мають різні значення конусних відстаней та сума кутів їх ділительних конусів не дорівнює куту між їх осями.

Зміщення осі шестерні у вертикальній площині від горизонтальної площини колеса характеризує відстань гіпоїдного зміщення « a », яке є функціональним параметром гіпоїдної передачі.

Зміщення вершини конуса гіпоїдної шестерні відносно від осі колеса у повздовжній площині a_x відбувається завдяки збільшенню її конусної відстані та зміщенню полюса зачеплення.

Відносна повздовжня координата вершини конуса шестерні визначається з рисунку 5.22, як різниця відрізків o_1c та o_2b .

$$a_x = o_1c - o_2b = r_{m2} \cdot \cos \varepsilon - R_{m1} \cdot \cos \delta_1. \quad (5.58)$$

Завдяки гіпоїдному збільшенню радіуса зачеплення шестерні ось її вала зміщується від полюса зачеплення у поперечній площині на відстань a_z . Відносна поперечна координата вершини конуса шестерні визначається з рисунку 5.22, як різниця радіусів зачеплення гіпоїдної та конічної шестерень.

$$a_z = r_{m1} - r_{m1k}. \quad (5.59)$$

Радіус зачеплення гіпоїдної шестерні r_{m1} визначено при функціональному розрахунку гіпоїдного зачеплення. Значення радіуса зачеплення конічної шестерні r_{m1k} визначають, як половину діаметра в середній площині зачеплення d_m , який розраховано у *Inventor* при моделюванні конічних шестерень з параметрами гіпоїдного колеса (див. рис. 5.21в). При відкритті вкладки «Огляд» (Preview) у результатах розрахунку для колеса 1 (Gear 1) знаходять значення d_m , як це видно з рисунку 5.23.

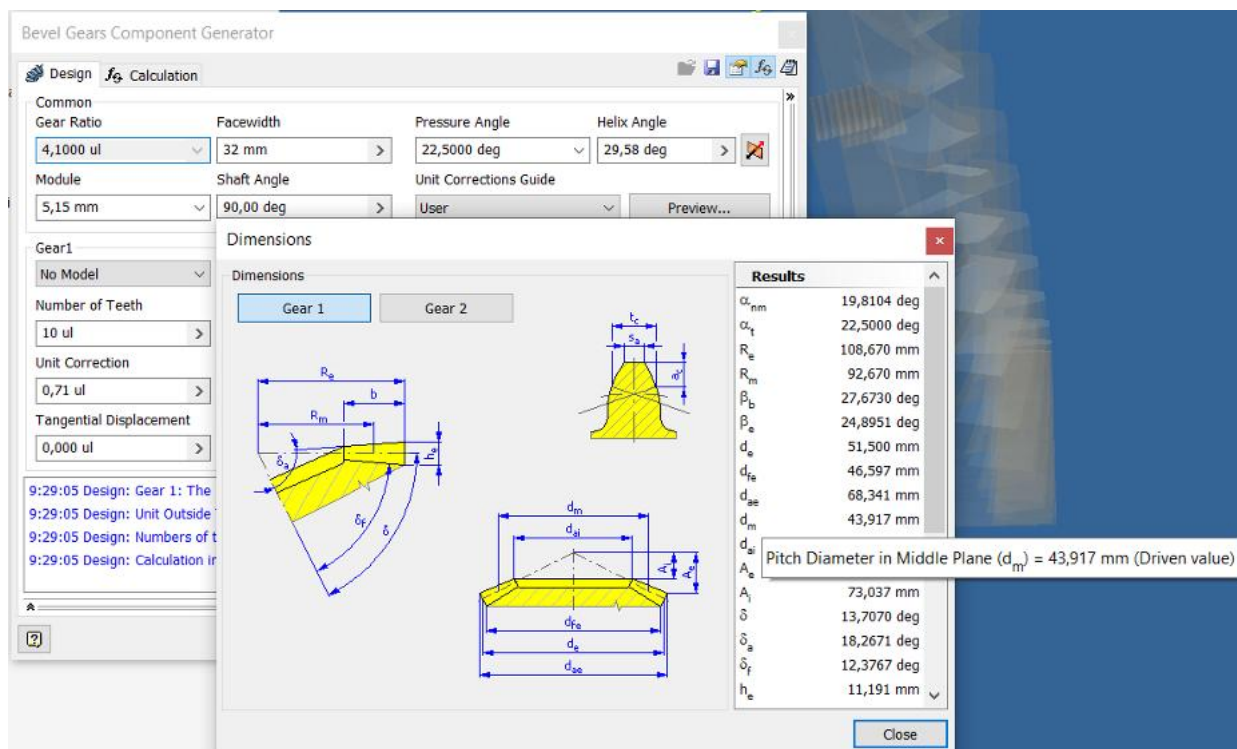


Рис. 5.23. Визначення діаметра d_m конічної шестерні у середньої площині зачеплення

5.5.3 Створення 3-D моделей деталей головної передачі

Ведучі шестерні конічних та гіпоїдних передач зазвичай виконують спільно з валом. Для створення 3-D моделі ведучої вал-шестерні використовують результати проєктування в генераторі зубчатих зачеплень.

Для цього відкривають файл шестерні (*Gear 1*) з розширенням «*.ipt» та добудовують елементи вала (рис. 5.24).

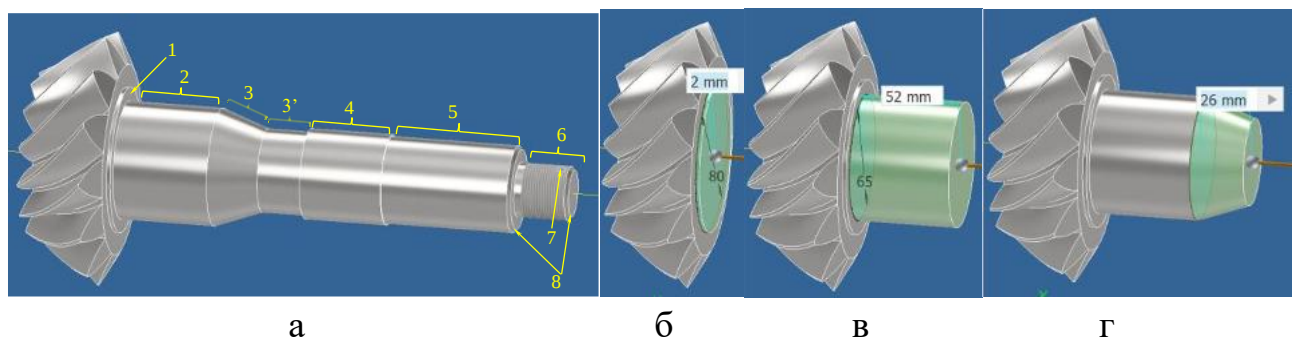


Рис. 5.24. 3-D модель вал-шестерні: 1 – упорний буртик; 2, 4 – місця для посадки підшипників; 3, 3' – елементи вала; 5 – циліндр для нарізки шліців; 6 – наріз; 7 – отвір; 8 – фаски

Конструктивні елементи вала найзручніше виконати послідовним видавлюванням ескізів на тильній стороні шестерні, як показано на рисунках 5.24б, 5.24в, 5.24г.

На рисунку 5.24 вал має 6 ланок. Ланки 2 і 4 є місцями посадки підшипників. Їх розміри повинні відповідати розмірам підшипників. Діаметр циліндру 6 дорівнює зовнішньому діаметру нарізі. На циліндрі 5 виконують шліці. Для побудови шліців відкривають файл 3-D моделі вал-шестерні (*Gear 1*) з розширенням «*.iam». В генераторі шліців обирають тип та стандарт шліців (див. рис. 5.25).

Шліці можуть бути як з прямобічними зубами, так і з евольвентними зубами. Евольвентні шліці переважні, тому що вони міцніше та більш технологічні ніж прямобічні. Значення модуля шліців обирають з діапазону 2...4. Що більший крутний момент на валу, то більший є модуль. Зовнішній діаметр D циліндра для шліців визначають в генераторі шліцьового з'єднання (див. рис. 5.25) за умовою: зовнішній діаметр D менше діаметра місця 4 для посадки підшипника (див. рис. 5.24).

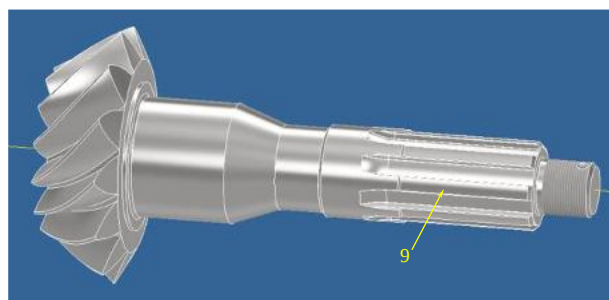
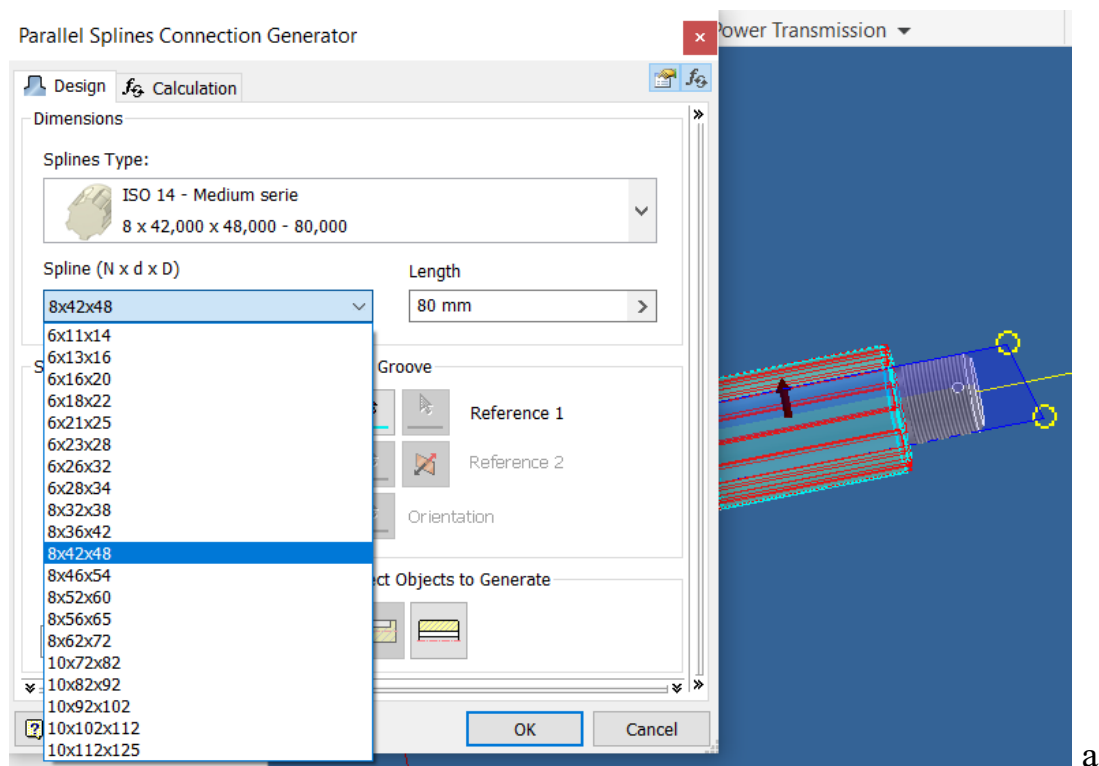


Рис. 5.25. Параметри прямибічних шліців у генераторі *Autodesk Inventor*:
а – створення шліців; б – зовнішній вигляд побудованих шліців

Ведені зубчасті колеса гіпоїдних передач і циліндричних зачеплень одинарних головних передач встановлюються на корпусі диференціала. Для створення 3-D моделі веденого конічного, гіпоїдного або циліндричного колеса використовують результати проєктування у генераторі зубчатих зачеплень. Для цього відкривають файл зубчастого колеса (*Gear 2*) з розширенням «*.ipt» та добудовують його елементи (див. рис. 5.26).

Для конічного колеса доцільно спочатку методом обертання ескізу побудувати тильну сторону зубчастого колеса (див. рис. 5.26а). Потім методом видавлювання ескізу формують отвір для центрування колеса на корпусі диференціала (або на веденому валу конічної пари подвійної головної передачі), як показано на рис. 5.26б, привалкову поверхню та отвори кріплення (див. рис. 5.26в, 5.26г).

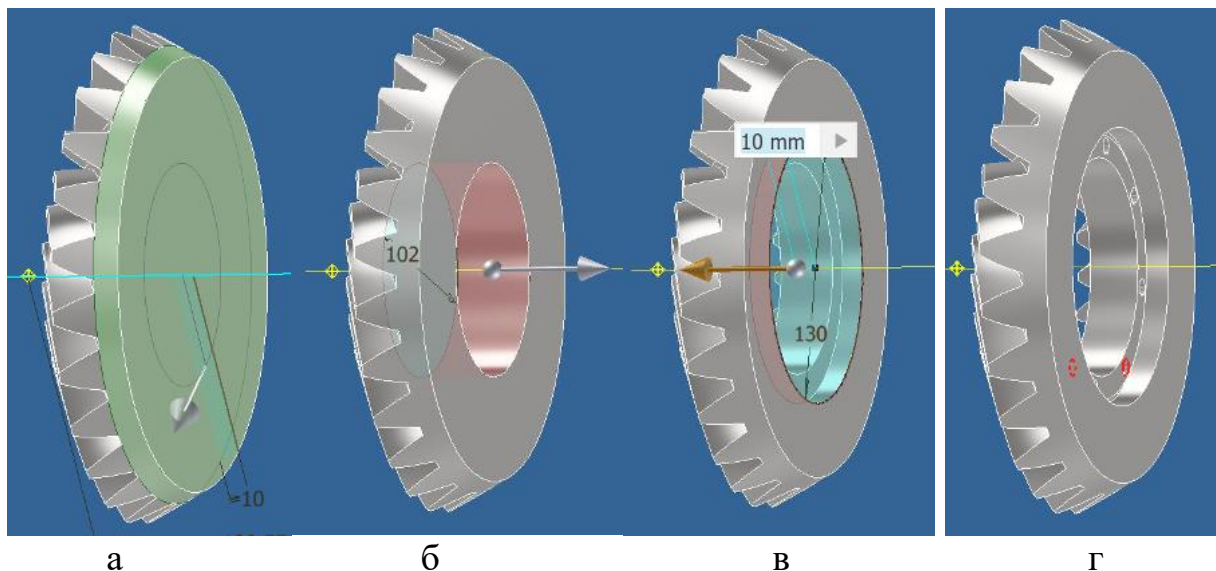


Рис. 5.26. Етапи створення 3-D моделі веденого конічного колеса

Ведучі зубчасті колеса циліндричних зачеплень зазвичай виконують спільно з валом. Для створення 3-D моделі ведучої циліндричної шестерні доцільно спочатку створити модель вала. Для цього у програмі *Autodesk Inventor* створюють новий файл з розширенням «*.iam», зберігають та у вкладці «Проектування» відкривають «генератор компонентів вала». Вигляд діалогового вікна представлено на рисунку 5.27. Розміри ланок 1 та 8 визначаються розмірами внутрішнього кільця підшипника. Ланка 3 є циліндр на якому виготовляються зубці ведучої циліндричної шестерні, тому її зовнішній діаметр дорівнює діаметру вершин зубців, а довжина дорівнює ширині зубчастого вінця.

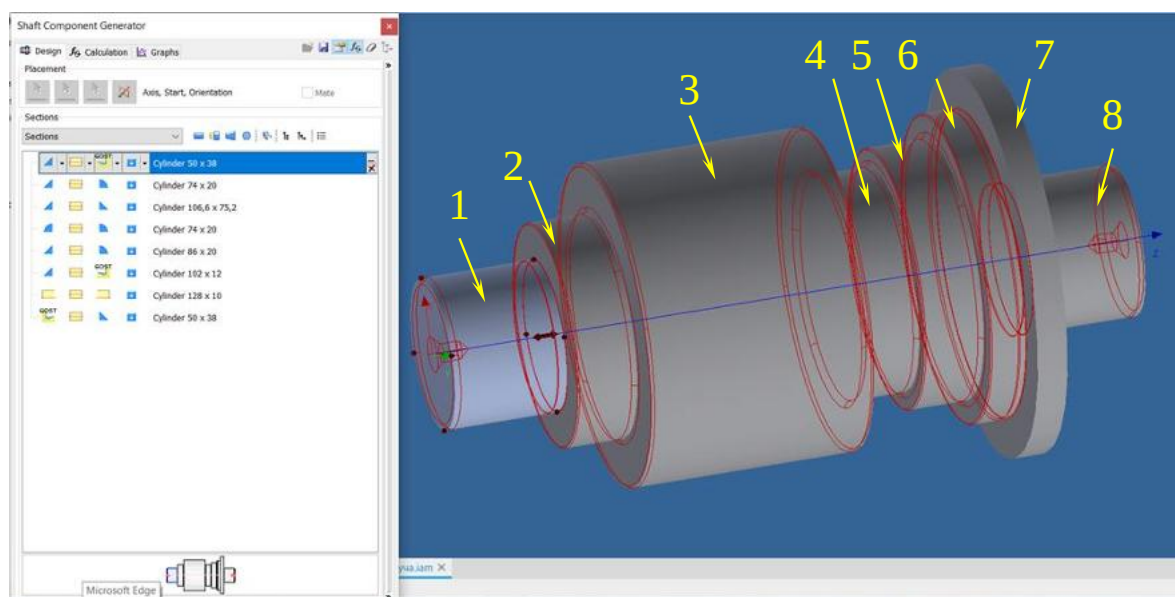


Рис. 5.27. Створення 3-D моделі вала у генераторі компонентів вала

Ланка 6 вала призначена для центрування на її веденій конічній шестерні, яка кріпиться до фланцю 7. Розміри решти ланок вала визначається з конструктивних міркувань.

Після створення вала відкривають генератор зубчастих зачеплень (рис. 5.28) та будують на ланці 3 (рис. 5.27) зубчастий вінець ведучої шестерні.

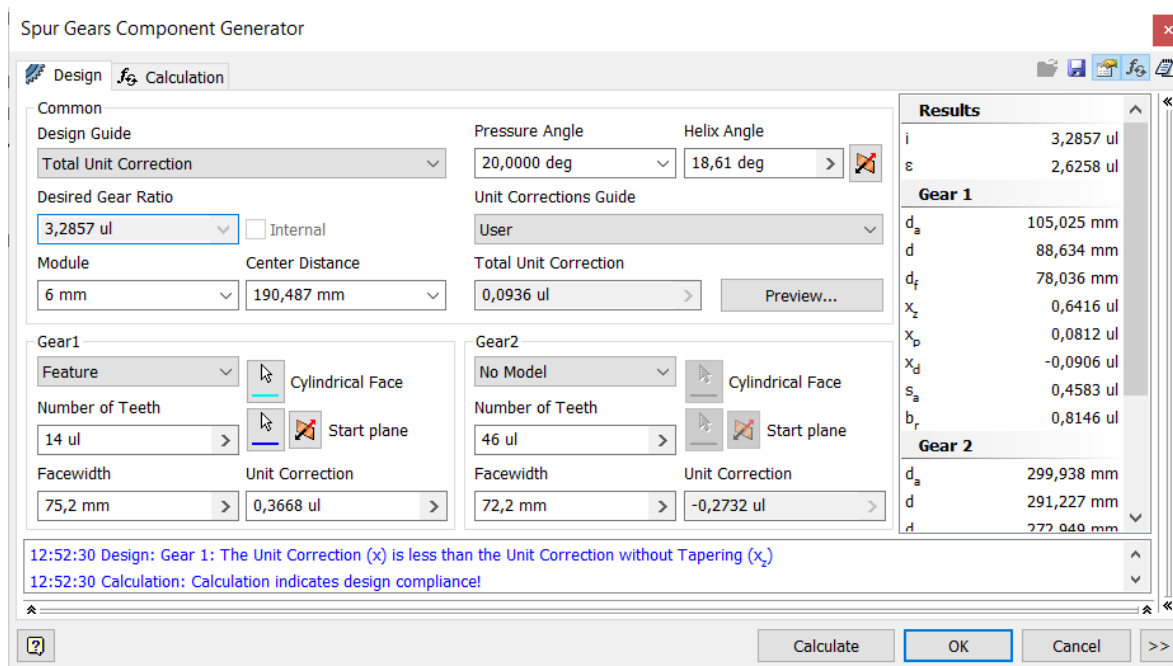


Рис. 5.28. Побудова циліндричної шестерні на валу

При цьому в діалоговому вікні генератору внести вихідні параметри ті ж самі, що і при **розрахунку зубчатого зачеплення циліндричного зачеплення на міцність та довговічність**. Але для зубчастого колеса 1 (Gear 1) задають модель «елемент» (Feature), а для веденого зубчастого колеса 2 «Gear 2» треба вказати – «немає моделі» (*No Model*) (рис. 5.28). Обирають на валу циліндричну грань та початкову площину від якої треба будувати зуби. Після натискання «ОК» Autodesk Inventor буде зубчастий вінець.

5.6 Технічні вимоги до деталей головної передачі та матеріали для їх виготовлення

Картери головних передач вантажних автомобілів відливають із ковкого чавуну марок КЧ12, КЧ10, високоміцного чавуну марки ВЧ50-2 та сталі 40Л, а легкових автомобілів із магнієвого літєвого сплаву МЛ5 та ковкого чавуну марки КЧ10. Поверхні приєднувальних площин та роз'єму піддаються фрезерній обробці до забезпечення висоти

нерівностей не більше $Ra\ 1,25\dots2,5$ мкм. Отвори під підшипники розточуються до забезпечення висоти нерівностей не більше $Ra\ 1,25\dots1,6$ мкм.

Зубчасті колеса головних передач та вали виготовляють зі сталевих поковок. Поковки зазначених вище деталей підвергаються нормалізації, а поковки ведених валів – покращенню. Матеріалом служать леговані сталі:

- для легкових автомобілів: мало вуглецеві 20ХГНР, 19ХГН, 20ХН2М;

- для вантажних автомобілів: мало вуглецеві 20ХГНМ, 30ХГТ, 20ХН2М, 20ХН3А, 12Х2Н4А та високо вуглецева 55П.

Деталі виготовлені з мало вуглецевих сталей цементуються на глибину 0,8..1,5 мм і підвергаються гартуванню та низькотемпературному відпусканню. Деталі виготовлені з високовуглецевої сталі підвергаються гартуванню СВЧ на глибину 0,8...1,5 мм та низькотемпературному відпусканню. Твердість на робочих поверхнях зубців повинна бути в межах 58...64 HRC.

Точність зубчастих зачеплень головних передач легкових автомобілів за нормою плавності роботи повинні відповідати від 6 до 9 ступеня, а вантажних автомобілів від 6 до 10 ступеня (чим вище плавність роботи, тим менший ступень). Точність зубчастих зачеплень залежить від якості обробки базових поверхонь шестерні та робочих поверхонь зубців.

Базовими поверхнями для циліндричних передач зазвичай є: - отвір зубчастого колеса, який використовується для його монтажу на вал або опорні шийки для вал-шестерні та базовий торець, за яким базується шестерня (або вал-шестерня). У конічних та гіпоїдних зубчастих колесах є ще додаткові базові поверхні: конус вершин та зовнішній діаметр вершин зубців. Базові поверхні шестерень та валів мають жорсткі вимоги до їх точності та шорсткості (табл. 5.6).

Таблиця 5.6 – Вимоги до точності базових поверхонь елементів зубчастих зачеплень

Параметри базових поверхонь		Ступень точності зачеплення		
		5	6	7 – 8
Отвір	Квалітет	5	6	7
	Шорсткість, Ra , мкм	0,8		1,6
Вал	Квалітет	5		6
	Шорсткість, Ra , мкм	0,4		1,6
	Радіальне биття, мкм	10+0,16 <i>d</i> *		15+0,025 <i>d</i> *
<i>d</i> * - діаметр базової шийки вала				

Параметри шорсткості поверхонь зубчастих коліс, які обробляються, залежать від ступеня точності передачі (табл. 5.7).

Таблиця 5.7 – Вимоги до параметри шорсткості поверхонь зубчастих коліс

Від передачі	Поверхня	Ступень точності			
		6	7	8	9
		Шорсткість R_a , мкм			
Циліндрична	Робоча поверхня зубців	0,63	1,25	2,5	5,0
	Циліндр вершин зубців	1,25	2,5		5,0
	Базовий торець	2,5		5,0	10,0
Конічна (гіпоїдна)	Робоча поверхня зубців	1,25	2,5		5,0
	Конус вершин зубців	2,5			5,0
	Базовий торець	2,5			

При цьому граничні відхилення форми і розташування поверхонь корпусних деталей головних передач, шестерень, валів повинні відповідати значенням наведеним у таблиці 5.8. Ці вимоги висуваються до поверхонь окремих деталей з якими взаємодіють поверхні інших деталей.

Таблиця 5.8 – Граничні відхилення форми і розташування поверхонь деталей головних передач

Відхилення форми і розташування поверхонь	Граничні відхилення форми та розташування поверхонь, мкм,				
	при інтервалах номінальних діаметрів, мм				
	По 6	Св. 6 по 18	Св. 18 по 50	Св. 50 по 120	Св. 120 по 260
Від циліндричності	3	5	6	8	10
Від співвісності, радіальне биття,	12	16	20	25	30
	при інтервалах номінальних розмірів, мм				
	По 10	Св. 10 по 25	Св. 25 по 60	Св. 60 по 160	Св. 160 по 400
Від паралельності, від перпендикулярності, торцеве биття	6	10	16	25	40
Від площинності	4	6	10	16	25

Розміри місць для посадки підшипників в корпусі (отворів під зовнішні кільця підшипників) виготовляють з граничними відхиленнями розмірів що мають поля допусків $K7$, $M7$. Розміри поверхонь валів (шийок та шипів) під внутрішні кільця підшипників мають поля допусків $k6$, $js6$. Параметр шорсткості поверхонь отворів в корпусі та поверхонь валів під підшипники повинен бути: $Ra\ 1\ \mu\text{м}$, $Ra\ 1,25\ \mu\text{м}$, поверхонь торцевих буртів у корпусі: $Ra\ 2\ \mu\text{м}$, $Ra\ 2,5\ \mu\text{м}$. Торцеве биття буртів: $40\ \mu\text{м}$, $45\ \mu\text{м}$.

Сталеві деталі головних передач мають захисне фосфатне, з просоченням маслом покриття. Зовнішні поверхні чавунних корпусних деталей після складання головних передач покривають ґрунтом та лаком.

6 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРОЄКТУВАННЯ МІЖКОЛІСНОГО ДИФЕРЕНЦІАЛА

6.1 Вибір схеми диференціала

Проектування диференціала слід розпочинати з розробки його кінематичної та конструктивної схеми. Кінематична та конструктивна схеми диференціала визначаються в основному призначенням та компонованням автомобіля. В курсовому проекті пропонується розробити найпоширенішу конструкцію міжколісного диференціала.

На рис. 6.1 представлено кінематична схема симетричного конічного міжколісного диференціала, що застосовуються як легкових так і на вантажних автомобілях.

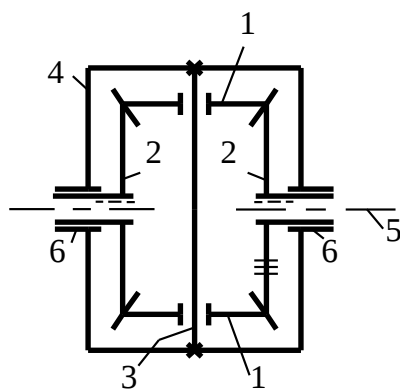
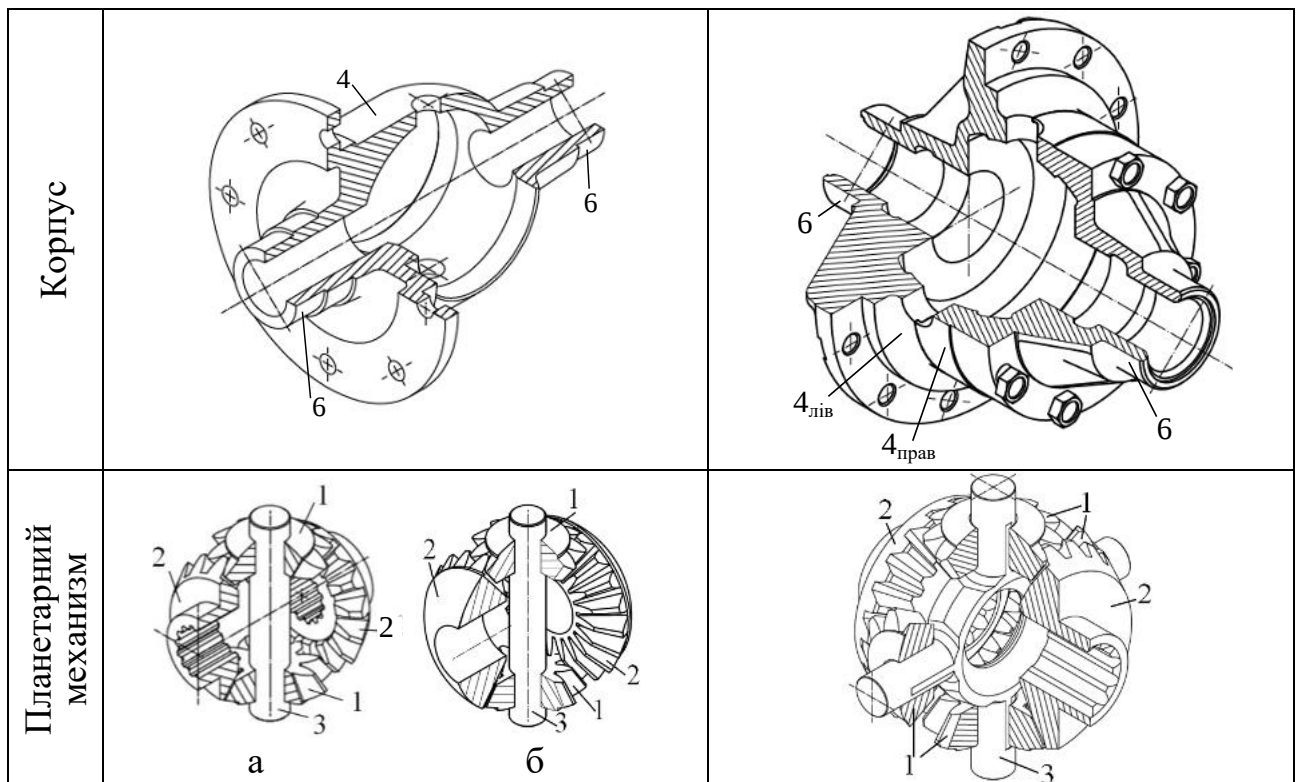


Рис. 6.1. **Кінематична схема диференціала** з конічним зубчастим зачепленням: 1 – сателіт; 2 – півосьова шестерня; 3 – вісь сателітів; 4 – корпус диференціала; 5 – вісь обертання; 6 – опорні шийки

Диференціал, це планетарний механізм який складається з сателітів 1, що встановлено на осі 3 та мають зубчасте зачеплення з шестернями 2, що встановлено на півосях автомобіля. Вісь сателітів 3 закріплено у корпусі 4 диференціала. Шестерні 2 (півосьові шестерні) мають центрування в отворах корпуса 4 відносно осі обертання диференціала 5 та мають шліцьові отвори для з'єднання з півосями. Корпус 4 диференціала має можливість обертатися на навколо осі 5 на опорних шийках 6.

Конструктивна схема диференціала залежить від виду автомобіля (див. рис. 6.2). На легкових автомобілях в диференціалі застосовується два сателіта, а на вантажних – чотири. Зазвичай на легкових автомобілях обидва сателіта мають загальну вісь 3 у вигляді циліндричного стрижня. На вантажних автомобілях чотири сателіти встановлюються на шипах хрестовини 3.



для легкових автомобілів

для вантажних автомобілів

Рис. 6.2. Конструктивні схеми диференціалів:
позначення див. рис. 6.1

Слід зазначити, що на кінематичній схемі диференціала, незалежно від його конструктивної схеми, завжди вказують два сателіти, як наведено на рисунку 6.1. Корпус диференціала для легкових автомобілів зазвичай виконують суцільним, у вигляді однієї деталі (рис. 6.2), що надає йому суттєву жорсткість. Для складання диференціала корпус має вікна. Диференціал вантажних автомобілів зазвичай має корпус, з двох частин $4_{\text{лів}}$ і $4_{\text{прав}}$, що складаються за середньої площини хрестовини (рис. 6.2) та скріплюються бовтами. Для зменшення тертя у диференціалі встановлюють антифрикційні шайби. Торцеві поверхні сателітів та внутрішні поверхні корпуса, які мають контакт з ними, зазвичай виконують сферичними, що сприяє центруванню сателітів на осях та більш точному зачепленню з півосьовими шестернями. На легкових автомобілях доцільно зробити центрування за сферичною поверхнею і півосьових шестерень (рис. 6.2б).

Після розробки конструктивної схеми диференціала проводять вибір та розрахунок його основних параметрів. Потім уточнюють конструкцію та її розміри в залежності від результатів розрахунку.

6.2 Проектування і розрахунок симетричного диференціала

6.2.1 Визначення розрахункового моменту диференціала

Визначення крутного моменту, для розрахунку на міцність деталей диференціала виконується вибором меншого значення з двох навантажувальних моментів:

- максимальний момент, що підводиться від двигуна до корпусу диференціала

$$M_{0e} = M_{e\max} \cdot u_{kl} \cdot u_0 \cdot \eta_{тр}; \quad (6.1)$$

- момент, що діє на корпусі диференціала, при максимальному моменті зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею

$$M_{0ф} = R_{z2} \cdot \varphi_x \cdot r_d = G_2 \cdot m_{z2} \cdot \varphi_x \cdot r_d, \quad (6.2)$$

де R_{z2} – нормальна реакція на задній ведучій осі;

$m_{z2}=1,2$ – коефіцієнт зміни нормальної реакції на задній осі при розгоні автомобіля.

У разі привода на передні колеса автомобіля у формулі (6.2) застосовувати G_1 і $m_{z1}=0,8$.

Розрахунковий момент на корпусі диференціала вибирають із отриманих значень за умовою

$$M_0 = \begin{cases} M_{0e}, & \text{якщо } M_{0e} \leq M_{0ф}; \\ M_{0ф}, & \text{якщо } M_{0e} > M_{0ф}. \end{cases} \quad (6.3)$$

6.2.2 Визначення основних параметрів диференціала

Торцевий (зовнішній коловий) модуль зуба m_t вибирається за аналогом або з наведених нижче рядів:

- легкові автомобілі: 3,5; 4; 4,13; 5,0;
- вантажні автомобілі: 4,75; 5, 5,5; 5,75; 6,35; 8.

Великі значення модуля відповідають більшому крутного моменту, на корпусі диференціала.

Вибір кількості зубців:

- сателітів z_c
 - легкові автомобілі: $z_c=10$;
 - вантажні автомобілі: $z_c=11$.
- півосьових шестерень $z_{пш}$ вибирають із ряду 14; 16; 18; 20.

Кількість сателітів n_c для легкових автомобілів приймають 2, а вантажних 4.

Геометричні параметри зачеплення в диференціалі (див. рис. 6.3). Зовнішня конусна відстань R_e , мм, зачеплення

$$R_e = 0,5 \cdot m_t \cdot \sqrt{z_c^2 + z_{\text{пш}}^2}. \quad (6.4)$$

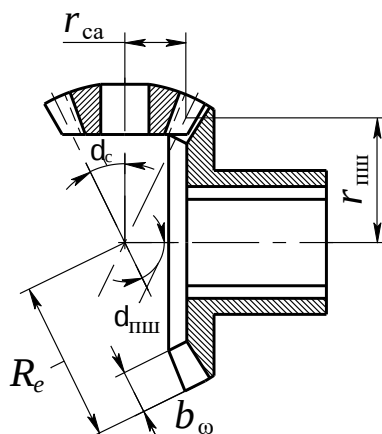


Рис. 6.3. Геометричні параметри зачеплення у диференціалі

Ширина b_ω , мм, зубчастого вінця сателіта та півосьової шестерні

$$b_\omega = (0,25 \dots 0,31) \cdot R_e. \quad (6.5)$$

Радіус $r_{\text{пш}}$, мм, зачеплення півосьової шестерні

$$r_{\text{пш}} = 0,5 \cdot (z_{\text{пш}} \cdot m_t - b_\omega \cdot \cos \delta_c), \quad (6.6)$$

де $\delta_c = \arctg \left(\frac{z_c}{z_{\text{пш}}} \right)$ – кут початкового конуса сателіта, рад.

Радіус $r_{\text{са}}$, мм, зачеплення сателіта

$$r_{\text{са}} = 0,5 \cdot (z_c \cdot m_t - b_\omega \cdot \sin \delta_c). \quad (6.7)$$

6.2.3 Розрахунок деталей диференціала на міцність

При розрахунку деталей симетричного диференціала зручно скористатися схемою представленої рисунку 6.4.

Розрахунок зубців сателітів

Сила, що діє у зубчастому зачепленні сателіта та півосьової шестерні

$$P = \frac{0,5M_0 \cdot (1 + k_\delta)}{r_{\text{пш}} \cdot n_c}, \quad (6.8)$$

де M_0 – розрахунковий момент на корпусі диференціала, Н·мм.

Примітка: далі у всіх формулах розрахунковий момент на корпусі диференціала M_0 застосовується у розмірності Н·мм. У цьому випадку всі розміри розраховуються деталей виходять у міліметрах, а напруження що діють – у мега Паскалях.

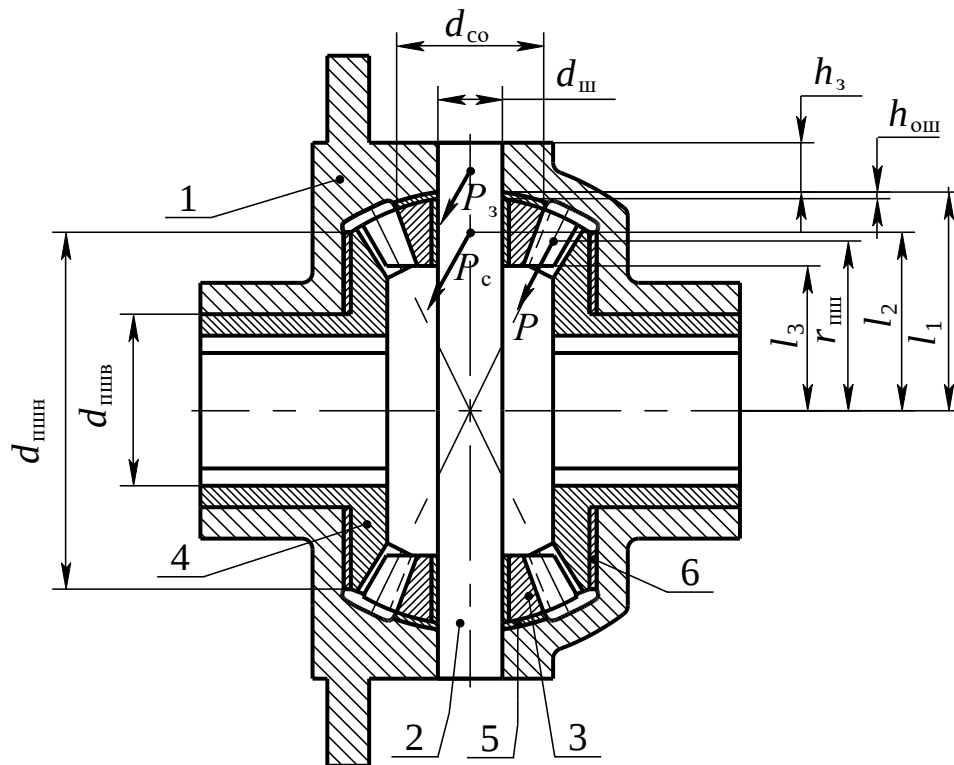


Рис.6.4. Розрахункова схема симетричного диференціала:

- 1 – корпус; 2 – вісь сателітів; 3 – сателіти; 4 – півосьові шестірні;
5, 6 – опорні чашки сателітів та півосьових шестерень

Розрахунок зубчастих зачеплень регламентований ДСТУ ISO 6336-2:2005. У курсовому проектуванні для розрахунку зубців на міцність можна застосувати спрощену методику з використанням формули Льюїса, запропоновану нижче.

Напруження вигину зуба σ_F , МПа,

$$\sigma_F = 0,36 \frac{P}{b_\omega \cdot m_n \cdot y}, \quad (6.9)$$

де b_ω – ширина зуба сателіта, мм;

$k_\delta=0,1\dots0,15$ – коефіцієнт блокування диференціала;

m_n – середній модуль;

$y=0,12$ – коефіцієнт форми зуба сателіта.

Середній модуль визначають за формулою

$$m_n = m_t \cdot \left(1 - \frac{b_{\omega c}}{R_e}\right). \quad (6.10)$$

Умова міцності зуба сателіта $\sigma_F \leq \sigma_{F\lim} = 1440\dots1710$ МПа (для сателітів відповідних рекомендаціям підрозділу 6.2.4).

Визначення параметрів сателітів та осі сателітів диференціала

Усі сили, що діють деталі диференціала, створюються розрахунковим моментом M_0 . Значення сил, які діють на відповідні деталі, залежить від плеча їх застосування.

Плече l_1 , мм, дії сили зрізу осі сателіта (відстань від осі диференціала до закладення осі сателітів у коробці)

$$l_1 = R_e. \quad (6.11)$$

Відстань l_3 , мм, від осі диференціала до внутрішнього торця сателіта

$$l_3 = r_{\text{вш}} - \frac{b_{\omega}}{2 \cos \delta_c}. \quad (6.12)$$

Висота сателіта

$$h_c = l_1 - l_3 - h_{\text{ош}}, \quad (6.13)$$

де $h_{\text{ош}}=1,5$ мм – товщина опорної шайби сателіта.

Розрахунок діаметра шипа $d_{\text{ш}}$, мм, осі сателітів виконується з умови її міцності на зріз у закладенні корпуса диференціала

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_0}{\pi \cdot l_1 \cdot n_c \cdot [\tau_{\text{ср}}]}}, \quad (6.14)$$

де $[\tau_{\text{ср}}]$ – допустиме напруження зрізу осі в закладенні корпуса диференціала.

Значення напружень зрізу осі, що допускаються, у формулі (6.14) приймають $[\tau_{cp}] = 120$ МПа. Значення $[\tau_{cp}]$ для осей сателітів (хрестовин сателітів), відповідно до рекомендацій підрозділу 6.2.4, для конкретних матеріалів та видів термообробки, можуть бути уточнені.

Довжина закладення h_3 , мм, осі сателітів у корпусі диференціала

$$h_3 = \sqrt{l_1^2 + \frac{2M_0}{n_c \cdot d_{III} \cdot [\sigma_{cm}]}} - l_1, \quad (6.15)$$

де $[\sigma_{cm}]$ – допустиме напруження в корпусі диференціала в місці закладення осі сателітів.

Значення напружень, що допускаються, для корпусів диференціалів з ковких чавунів приймають $[\sigma_{cm}] = 60 \dots 67$ МПа, для сталевих корпусів (на великовантажних вантажних автомобілях) – $[\sigma_{cm}] = 120 \dots 125$ МПа.

Довжина l_{oci} , мм, осі сателітів

$$l_{oci} = 2(l_1 + h_3). \quad (6.16)$$

Розрахунок на зминання втулок сателітів

Сила, що діє на втулку сателіта, визначається виразом

$$P_c = \frac{M_0}{l_2 \cdot n_c}, \quad (6.17)$$

де l_2 – плече дії сили P_c .

Плече l_2 , мм, сили P_c , що діє в середині сателіта (відстань від осі диференціала до середини сателіта)

$$l_2 \approx l_3 + 0,5h_c. \quad (6.18)$$

Напруження зминання σ_{cm1} , МПа, втулки сателіта

$$\sigma_{cm1} = \frac{P_c}{d_{III} \cdot h_c}. \quad (6.19)$$

Умова міцності втулки сателіта $\sigma_{cm1} \leq [\sigma_{cm}] = 50 \dots 130$ МПа (для втулок, що відповідають рекомендаціям підрозділу 6.2.4).

Розрахунок на зминання поверхонь тертя сателітів та півосьових шестерень

Зминання поверхонь тертя обумовлюється осьовими силами, що діють у зачепленні сателітів та півосьових шестерень.

Осьова сила в зачепленні, що діє на поверхню тертя опорної чашки з боку торцевої поверхні сателіта

$$P_{oc} = 2P \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \cdot \sin \delta_c, \quad (6.20)$$

де $\alpha_{\omega}=22,5$ град – кут зачеплення.

Напруження зминання σ_{cm2} , МПа, поверхні тертя опорної чашки сателіта

$$\sigma_{cm2} = \frac{4P_{oc}}{\pi \cdot (d_{co}^2 - d_{ш}^2)}, \quad (6.21)$$

де $d_{co} = m_n (z_c - 2,5 \cos \delta_c)$ – зовнішній діаметр торцевої поверхні тертя сателіта, мм.

Осьова сила в зачепленні, що діє на поверхню тертя опорної чашки з боку торцевої поверхні шестерні півосьової

$$P_{ош} = P \cdot n_c \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \cdot \cos \delta_c. \quad (6.22)$$

Торцева поверхня тертя півосьової шестерні обмежена зовнішнім $d_{пшн}$ та внутрішнім $d_{пшв}$ діаметрами. Зовнішній діаметр $d_{пшн}$, мм, торцевої поверхні тертя півосьової шестерні визначається виразом

$$d_{пшн} = m_n (z_{пш} - 2,5 \cos \delta_{пш}), \quad (6.23)$$

де $\delta_{пш} = 0,5\pi - \delta_c$ – кут початкового конуса півосьової шестерні, рад.

Внутрішній $d_{пшв}$, мм, діаметр торцевої поверхні тертя півосьової шестерні визначається виразом

$$d_{пшв} = \sqrt[3]{\frac{8M_0}{\pi \cdot [\tau] \cdot (1 - c^4)}}, \quad (6.24)$$

де $[\tau]=200$ МПа – допустиме напруження кручення (для півосьових шестерень, що відповідають рекомендаціям підрозділу 6.2.4);

$c=0,815$ – емпіричний коефіцієнт.

Напруження зминання $\sigma_{\text{см3}}$, МПа, поверхні тертя опорної чашки напівосьової шестерні

$$\sigma_{\text{см3}} = \frac{4P_{\text{опш}}}{\pi \cdot (d_{\text{пшн}}^2 - d_{\text{пшв}}^2)}. \quad (6.25)$$

Умова міцності поверхонь тертя опорних чашок сателіта та півосьової шестерні $\sigma_{\text{см2}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$, $\sigma_{\text{см3}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$. Допустиме напруження зминання поверхонь тертя $[\sigma_{\text{см}}] = 10 \dots 20$ МПа.

Приклади розрахунків симетричного конічного диференціала наведено в додатку Ж.

6.2.4 Технічні вимоги до деталей диференціала та матеріали для їх виготовлення

Матеріали сателітів та півосьових шестерень диференціалів:

- легкових автомобілів: сталь 14ХГН, 20ХГНР, 20ХН2М;
- вантажних автомобілів: сталь 18ХГТ, 20ХН3А, 25ХГТ, 25ХГМ, 25ХНМ, 20ХН2М.

Гартування шестерень виконується після цементації поверхні зубців. Твердість поверхневого шару зубців після гартування 56 – 60 HRC. Глибина цементації h_{HRC} залежить від модуля зуба: при модулі m_t до 4 – $h_{\text{HRC}} = 0,75 \text{ мм} \dots 1,0 \text{ мм}$; при модулі $m_t = 4 \dots 6$ – $h_{\text{HRC}} = 1,0 \text{ мм} \dots 1,3 \text{ мм}$; при модулі m_t більше 6 – $h_{\text{HRC}} = 1,2 \text{ мм} \dots 1,6 \text{ мм}$.

Вісь сателітів легкових автомобілів виготовляють із сталей 30Х, 40Х, 14ХГН. Для виготовлення хрестовини сателітів диференціалів вантажних автомобілів використовують сталі 20Х, 18ХГТ, 20ХН3А, 12ХН3А. Хрестовини та осі сателітів, виготовлені з маловуглецевих легованих сталей, піддаються цементації та гартуванню до твердості не менше 55HRC. Робочі поверхні хрестовин та осей сателітів виконують з допусками за якітетом $h7$ і шорсткістю $R_a 0,32 \text{ мкм}$. Втулки сателітів виконують згортанням, а опорні шайби сателітів та півосьових шестерень штампуванням з бронзової стрічки Бр.ОФ6,5-0,15 або Бр.ОЦС4-4-2,5. Зазор між втулкою та шипом осі сателітів повинен бути в межах 0,04 мм...0,15 мм.

Матеріалом для корпусу диференціала легкових автомобілів служить ковкий чавун КЧ-35, для виготовлення корпусів диференціалів вантажних автомобілів застосовують ковкий чавун КЧ-35 і ливарні сталі 35Л, 40Л. Корпус диференціала, виконаний з

ковкого чавуну, перед механічною обробкою піддається гартуванню до твердості 197 – 241 *HB*. Після механічної обробки шийки корпусу диференціала під підшипники головної передачі, отвори під вісь сателітів і сферичні поверхні під шайби сателітів загартовуються до твердості не менше 35 *HRC*. Шорсткість циліндричної поверхні шийок корпусу диференціала – R_a 0,63 мкм, решти поверхонь тертя – R_a 1,6 мкм.

Неперпендикулярність осі двох протилежних шипів хрестовини та осі двох інших шипів не повинна перевищувати 0,2 мм на довжині 100 мм. Неperпендикулярність осей отворів у корпусі для осі сателітів та осі центруючої поверхні півосьової шестерні не повинна бути більше 0,1 мм на довжині 100 мм.

Наведені технічні вимоги необхідно зазначити за допомогою умовних позначень на полі креслеників деталей диференціала.

7 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРОЄКТУВАННЯ ПРИВОДА ВЕДУЧИХ КОЛІС

7.1 Вибір схеми привода ведучих коліс

Схема привода ведучих коліс залежить від виду, призначення та конструкції автомобіля.

Якщо ведучі колеса мають залежну підвіску, то в осьовому напрямку вони жорстко пов'язані між собою балкою ведучого моста, у нутрі якої розташовано головна передача з диференціалом та саме півосі. Піввісь - це **вал**, який передає крутний момент від диференціала до колісного вузла. Півосі є найбільш навантаженими елементами трансмісії. Вони піддаються впливу різних видів навантажень залежно від її конструктивної схеми.

Якщо підшипники маточини колеса встановлені на цапфі балки ведучого моста (рис. 7.1), згинальні моменти від реакцій колеса сприймаються балкою і не навантажують піввісь. У цьому випадку піввісь навантажується тільки крутним моментом від диференціала і називається **повністю розвантаженою**.

Внаслідок деформації балки ведучого моста чи не співвісності півосьової шестерні і маточини колеса, а так само при перекосі шліців можуть виникати згинальні моменти півосей. Згинальні моменти, зумовлені технологічними причинами, не враховуються щодо параметрів повністю розвантаженої півосі.

У приводі коліс ведучого моста, схема якого представлена рисунку 7.2, колесо і підшипник встановлюються на півосі. При цьому підшипник спирається на внутрішню поверхню балки ведучого моста. Реакції, шини з опорною поверхнею, що діють у плямі контакту, навантажують піввісь згинальними моментами, так як ведуче колесо кріпиться до півосі. Піввісь, яка навантажується не тільки крутним моментом від диференціала, але й згинальними моментами від колеса називається **напіврозвантаженою**.

Конструктивні схеми півосей визначаються переважно призначенням і компонуванням автомобіля. На вантажних автомобілях та автобусах, як правило, встановлюють повністю розвантажені півосі, а на легкових – напіврозвантажені.

На легковій автомобілі підвищеної прохідності, а також на легковій автомобілі повною масою дві тонни і більше, можуть встановлюватися ведучі мости з повністю розвантаженими півосями.

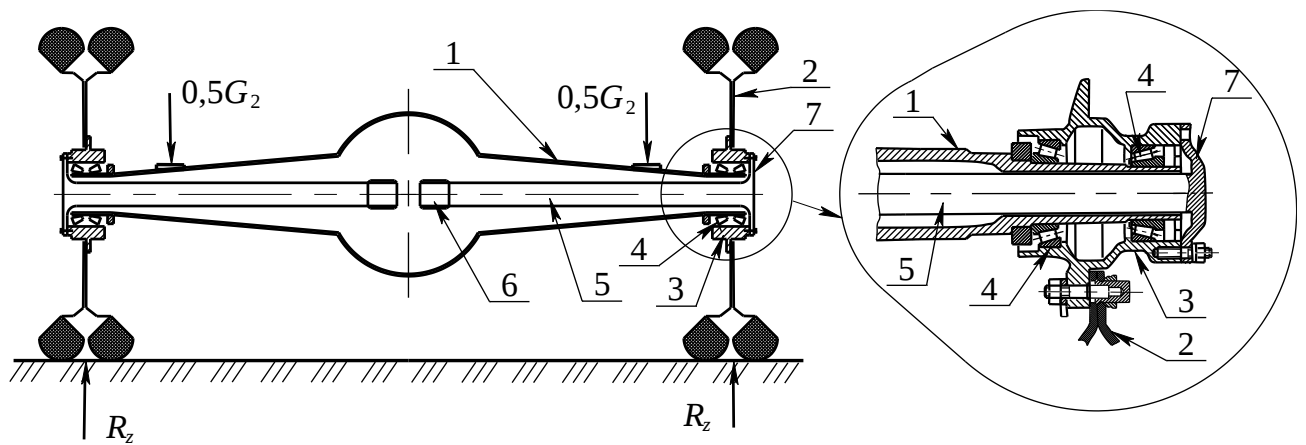


Рис. 7.1. Схема повністю розвантажених півосей привода ведучих коліс (головна передача та диференціал умовно не показано):

1 – балка ведучого моста; 2 – ведуче колесо; 3 – маточина колеса;
4 – підшипники маточини; 5 – піввісь; 6 – шліцьовий наконечник півосі; 7 – фланець півосі; G_2 – номінальне навантаження на ведучу вісь; R_z – реакція дороги на колесо;

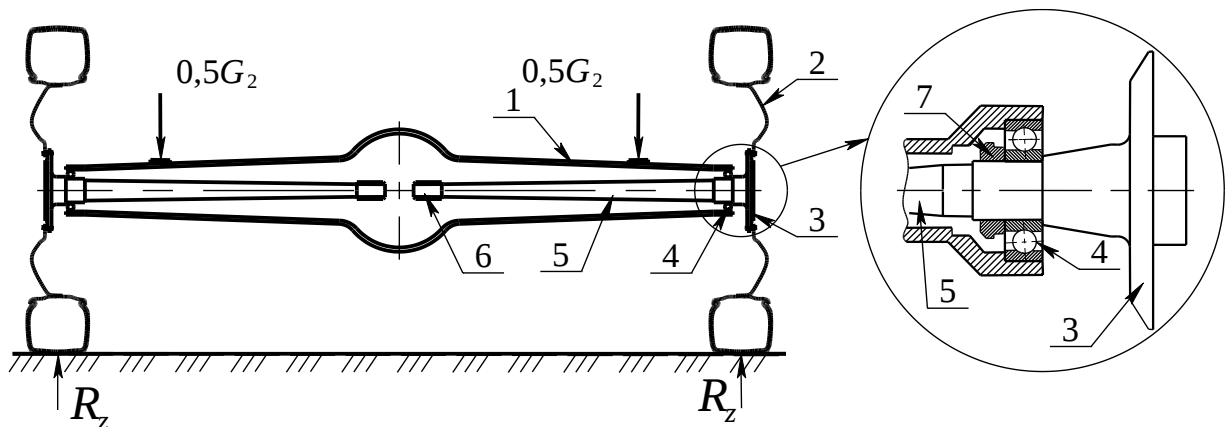


Рис. 7.2. Схема напіврозвантажених півосей привода ведучих коліс:

1 – балка ведучого моста; 2 – ведуче колесо; 3 – фланець півосі;
4 – підшипник півосі; 5 – піввісь; 6 – шліцьовий наконечник півосі;
7 – стопорна втулка; (решта позначень див. рис.7.1)

Раніше в конструкції ведучих мостов автомобілів іноді застосовувалися півосі, розвантажені на три чверті. В наш час в автомобілюванні такі півосі не одержали поширення, тому методика їх проектування та розрахунок у цьому навчальному посібнику не розглядається.

Якщо ведучі колеса мають незалежну підвіску, то головна передача з диференціалом розташовані на кузові або рамі автомобіля.

Під час експлуатації автомобіля взаємне розташування осей ведучих коліс та осей півосьових шестерень диференціала змінюється. Тому передача крутного моменту від диференціала до ведучих коліс відбувається приводом **шарнірними валами** (рис. 7.3).

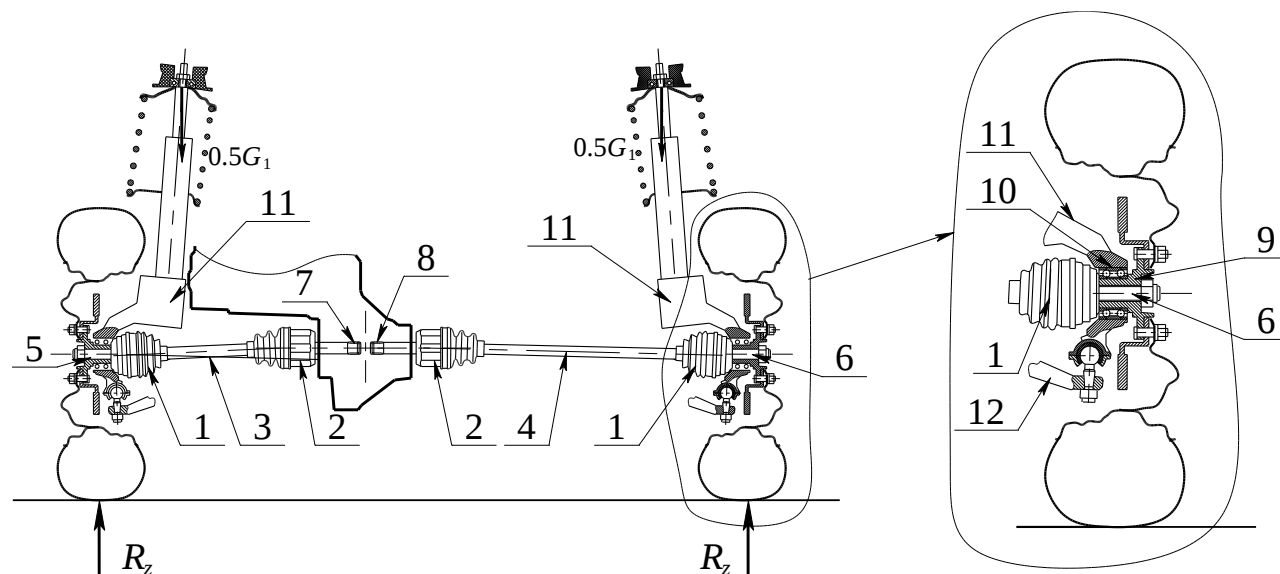


Рис. 7.3. Схема шарнірних валів привода ведучих коліс:

- 1 – зовнішні шарнір; 2 – внутрішні шарнір; 3, 4 – проміжні вали;
5, 6 – ведені вали; 7, 8 – ведучі вали; 9 – маточина; 10 – підшипник;
11 – стійка підвіски; 12 – нижній важіль підвіски

У випадку, якщо ведучі колеса є керованими то усі шарніри привода синхронні (рис. 7.3). При чому внутрішні шарніри є універсальними для компенсації зміни відстані між колесом та дифенціалом. Якщо ведучі колеса не є керованими, тоді шарніри можуть бути асинхронними, якщо забезпечуються вимоги синхронності обертання для двохшарнірних передач які наведено у розділу 4.

7.2 Проектування і розрахунок привода ведучих коліс при залежній підвісці

Мета проектування – обрання конструктивноь схеми півосі (повністю розвантажена або напіврозвантажена, фланцева або без фланцева) та її розрахунок. Розрахунок півосі полягає у визначенні її діаметра та параметрів шліцевого наконечника. Довжина півосі визначається колією автомобіля, конструкцією диференціала та

колісного вузла. При проектному розрахунку довжину півосі приймають за аналогом, а діаметр півосі визначають за умови забезпечення її міцності та жорсткості. Міцність визначається допустимим напруженням матеріалу, з якого виготовлена піввісь, а жорсткість - допустимим відносним кутом закручування півосі.

Конструкція та розміри фланця повністю розвантаженої півосі визначається параметрами маточини колеса. Фланець напіврозвантаженої півосі служить для встановлення ведучого колеса, тому його конструкція та розміри визначаються настановними параметрами колеса. При курсовому проектуванні конструкцію та розміри фланця півосі прийняти за автомобілем аналогом.

7.2.1 Визначення основних параметрів повністю розвантажених півосей

Схема визначення діаметра повністю розвантаженої півосі має вигляд, представлений рисунку 7.4. Діаметр півосі повинен забезпечувати:

- задану міцність півосі для надійної передачі крутного моменту;
- задану жорсткість півосі для зниження динамічних навантажень і недопущення значних крутильних коливань.

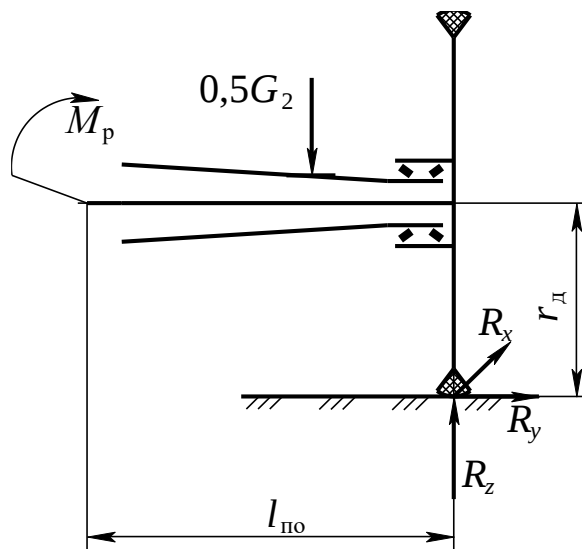


Рис. 7.4. Розрахункова схема повністю розвантаженої півосі:

$l_{по}$ – робоча довжина півосі

Повністю розвантажена піввісь характерна тим, що розвантажена від нормальних і бічних реакцій з боку колеса і навантажується **лише крутним моментом**.

Розрахунковий крутний момент M_p , Н·м, якій підводиться до півосі визначається за формулою

$$M_p = \begin{cases} M_{\text{епо}} = 0,5(1 + k_\delta) \cdot M_{\text{емах}} \cdot u_{\text{к1}} \cdot u_0 \cdot \eta_{\text{тр}}, & \text{если } M_{\text{епо}} < M_{\text{фпо}}; \\ M_{\text{фпо}} = 0,5(1 + k_\delta) \cdot R_{z2} \cdot \varphi_{\text{хмах}} \cdot r_{\text{д}}, & \text{если } M_{\text{фпо}} < M_{\text{епо}}, \end{cases} \quad (7.1)$$

де $M_{\text{епо}}$ – момент, якій підводиться до півосі від диференціала, Н·м;

$k_\delta=0,1$ – коефіцієнт блокування диференціала;

$M_{\text{емах}}$ – максимальний крутний момент двигуна, Н·м;

$u_{\text{к1}}, u_0$ – передатні числа першої передачі та головної передачі;

$\eta_{\text{тр}}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

$M_{\text{фпо}}$ – момент зчеплення колеса з опорною поверхнею, Н·м;

R_{z2} – нормальне навантаження на задню ведучу вісь, Н;

$\varphi_{\text{хмах}}=0,8$ – максимальний коефіцієнт зчеплення шин із опорною поверхнею;

$r_{\text{д}}$ – динамічний радіус колеса, м.

Нормальне навантаження на задню ведучу вісь при розгоні автомобіля визначається за формулою

$$R_{z2}=G_2 \cdot m_{z2}, \quad (7.2)$$

де $G_2=m_2 \cdot g$ – номінальне навантаження на задню ведучу вісь автомобіля, Н, (m_2 – маса, яка припадає на задню ведучу вісь; $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння);

$m_{z2}=1,2$ – коефіцієнт зміни нормальної реакції на задньої осі при розгоні автомобіля).

Діаметр півосі d_θ , що забезпечує задану жорсткість привода визначається по куту закручування, що допускається.

$$d_\theta = \sqrt[4]{\frac{5,76 \cdot 10^9 \cdot M_p}{\pi^2 \cdot [\theta] \cdot G}}. \quad (7.3)$$

де $[\theta]=9...15$ град/м – відносний кут закручування півосі, що допускається;

$G=85000$ МПа – модуль пружності другого роду для вуглецевої сталі;

Діаметр півосі d_w , що забезпечує задану міцність привода визначається за напруженням кручення, що допускається

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot M_p}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (7.4)$$

де $[\tau] = 500 \dots 600$ МПа – напруження кручення, що допускається (для піввісей відповідних рекомендаціям підрозділу 7.4).

Порівнюючи розраховані значення d_θ та d_w , вибирають більше значення і визначають його як **діаметр півосі d** . Довжину півосі можна визначити в долях від колеї задніх ведучих коліс з подвійною ошиновкою $l_{\text{по}} = (0,55 \dots 0,56)B_2$. У випадку автомобіля підвищеної прохідності ведуче колесо має одну шину, тому колія зростає і довжина півосі трохи більше $l_{\text{по}} = (0,57 \dots 0,58)B_2$.

7.2.2 Визначення основних параметрів напіврозвантажених півосей

Найбільш навантажений переріз напіврозвантаженої півосі – у місці встановлення підшипника півосі. Цей переріз навантажується крутним моментом і найбільшими навантаженнями (згинальними моментами), обумовленими реакціями дороги на ведуче колесо. Діаметр у небезпечному перерізі напіврозвантаженої півосі d визначається з умови міцності для трьох режимів: максимального поздовжнього, максимального нормального і максимального бічного навантаження.

Режим максимального поздовжнього навантаження

У розрахунковому режимі максимального поздовжнього навантаження на піввісь діють:

- крутний момент M_p ;
- нормальне навантаження $R_{\text{зпо}}$;
- максимальне поздовжнє навантаження R_{xmax} .

Умовно вважається, що в цьому режимі бічне навантаження на колесо відсутнє, тобто $R_y = 0$.

Схема до розрахунку напіврозвантаженої півосі у цьому режимі має вигляд, представлений рисунку 7.5. Значення розрахункового крутного моменту M_p , що підводиться до півосі в даному режимі, визначається за формулою (7.1). Значення максимальної поздовжньої реакції R_{xmax} , Н, залежить від розрахункового крутного моменту M_p і розраховується за формулою

$$R_{\text{xmax}} = \frac{M_p}{r_d}. \quad (7.5)$$

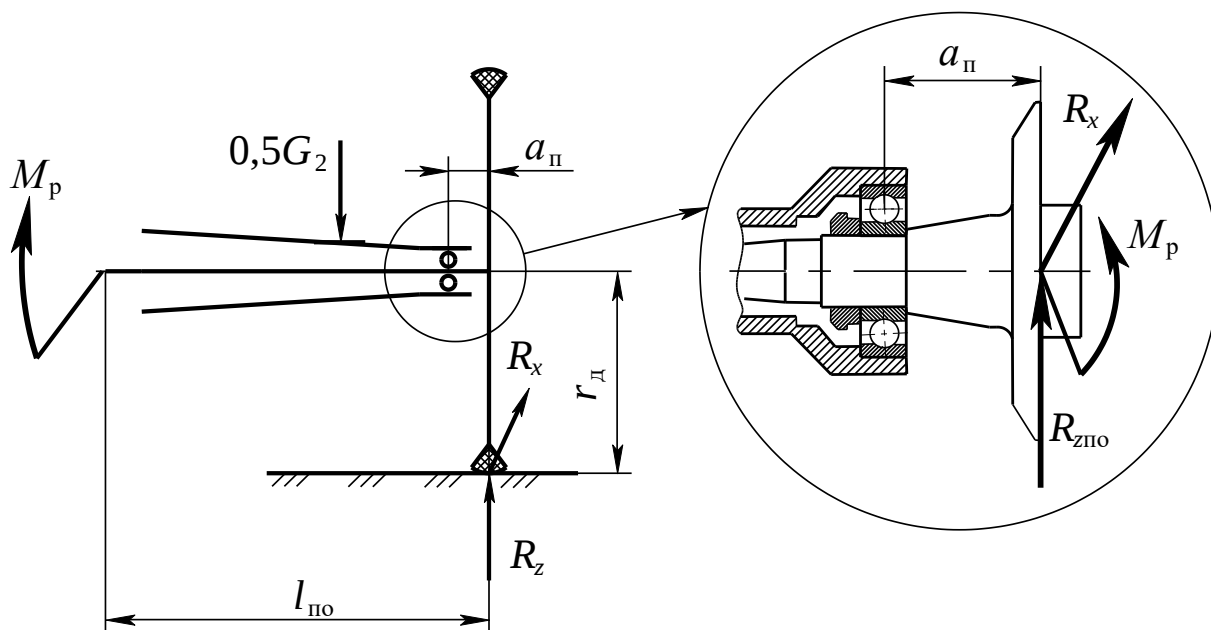


Рис. 7.5. Схема розрахунку напіврозвантаженої півосі при максимальному поздовжньому навантаженні: $a_{\text{п}}$ – відстань між центральною поздовжньою площиною колеса та площиною підшипника

Нормальне навантаження, що діє на піввісь, визначається за формулою

$$R_{\text{зпо}} = 0,5G_2 + R_{\text{хmax}} \frac{h_g}{L} - G_{\text{к}}, \quad (7.6)$$

де G_2 – номінальне навантаження на задню ведучу вісь автомобіля, Н;

h_g – висота центру тяжіння автомобіля, м;

L – база автомобіля, м;

$G_{\text{к}} = m_{\text{к}} \cdot g$ – вага ведучого колеса, Н, ($m_{\text{к}}$ – маса ведучого колеса з гальмівним барабаном або гальмівним диском).

Другий доданок у формулі (7.6) характеризує збільшення навантаження на заднє ведуче колесо при розгоні автомобіля. Третій компонент формули (7.6) враховує те, що вага колеса $G_{\text{к}}$ сприймається опорною поверхнею і не навантажує піввісь.

Значення маси $m_{\text{к}}$ ведучого колеса, відстань $a_{\text{п}}$, а також довжина півосі $l_{\text{по}}$ при курсовому проектуванні вибираються за аналогом. Якщо цих даних немає тоді масу колеса легкового автомобіля в першому наближенні можна прийняти рівною $m_{\text{к}} = 0,01 \cdot m_{\text{а}}$, а легкового автомобіля підвищеної прохідності відповідно $m_{\text{к}} = (0,013 \dots 0,02) \cdot m_{\text{а}}$.

Довжину півосі можна визначити в долях від колієї задніх ведучих коліс $l_{\text{по}}=(0,55\dots0,56)B_2$. При проектуванні відстань $a_{\text{п}}$ між центральною поздовжньою площиною колеса і площиною підшипника можна прийняти з діапазону 30...70 мм. Після компоновання колісного вузла розміри $a_{\text{п}}$, $l_{\text{по}}$ і маса $m_{\text{к}}$ можуть уточнюватися.

Діаметр півосі, мм, у небезпечному перерізі в даному розрахунковому режимі

$$d_{\text{поRх}} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot [\sigma_{\Sigma}]} \cdot \sqrt{(R_{\text{зпо}}^2 + R_{\text{хmax}}^2) \cdot a_{\text{п}}^2 + M_{\text{р}}^2 \cdot 10^6}}, \quad (7.7)$$

де $[\sigma_{\Sigma}]=600\dots800$ МПа – еквівалентне напруження, що допускається (для піввісей відповідних рекомендаціям підрозділу 7.4);

$a_{\text{п}}$ – відстань між центральною поздовжньою площиною колеса та площиною підшипника, мм.

Режим максимального нормального навантаження

У розрахунковому режимі максимального нормального навантаження на піввісь діє тільки нормальне навантаження $R_{\text{зпо}}$.

Умовно вважається, що в цьому режимі бічне навантаження на колесо і момент, що крутить, відсутні, тобто $R_y=0=0$ і $M_{\text{р}}=0$. Так як $M_{\text{р}}=0$, то й поздовжнє навантаження $R_{\text{х}}=0$.

Схема до розрахунку напіврозвантаженої півосі у цьому режимі має вигляд, представлений рисунку 7.6. На схемі видно, що вага колеса не навантажує піввісь. У зв'язку з цим, максимальне нормальне навантаження $R_{\text{зпо max}}$, що діє на піввісь, визначається за формулою

$$R_{\text{зпо max}} = (R_z - G_{\text{к}}) \cdot k_{\text{дх}} = (0,5G_2 - G_{\text{к}}) \cdot k_{\text{дх}}, \quad (7.8)$$

де $k_{\text{дх}}=1,75$ – коефіцієнт динамічності ходової частини легкового автомобіля.

Діаметр півосі, мм, у небезпечному перерізі в даному розрахунковому режимі

$$d_{\text{поRz}} = \sqrt[3]{\frac{32R_{\text{зпо max}} \cdot a_{\text{п}}}{\pi \cdot [\sigma_{\text{и}}]}}, \quad (7.9)$$

де $[\sigma_{\text{и}}]=600\dots800$ МПа – напруження вигину, що допускається (для піввісей відповідних рекомендаціям підрозділу 7.4).

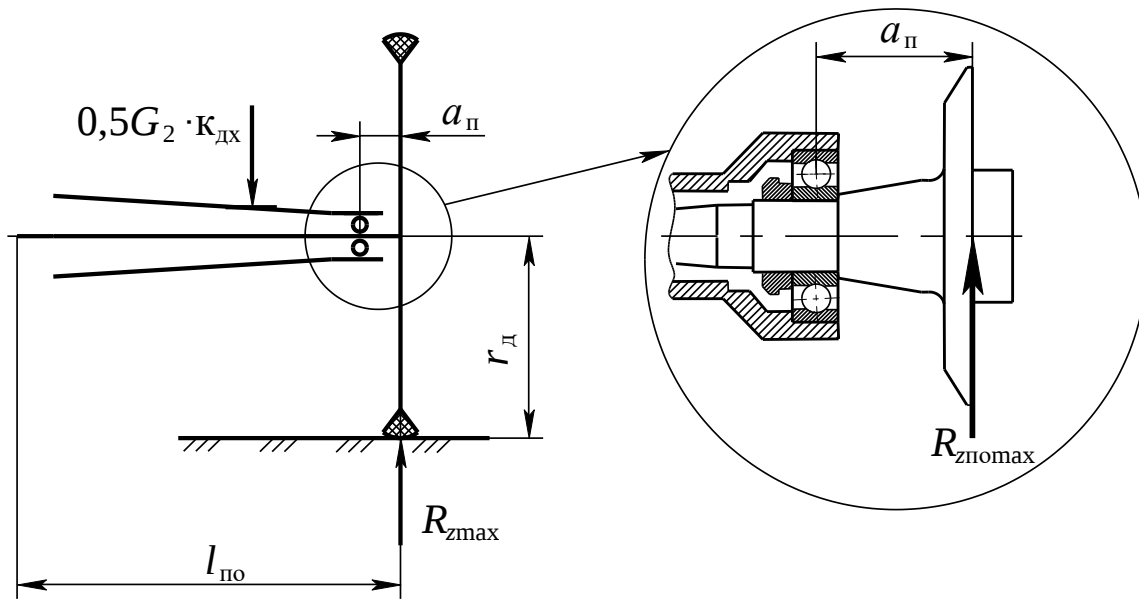


Рис. 7.6. Схема розрахунку напіврозвантаженої півосі при максимальному нормальному навантаженні

Режим максимального бічного навантаження

У розрахунковому режимі максимального бічного навантаження на піввісь діють:

- нормальне навантаження $R_{зпо}$;
- максимальне бічне навантаження $R_{y \max}$.

Умовно вважається, що в цьому режимі поздовжнє навантаження на колесо відсутнє, тобто $R_x = 0$, і до півосі не підводиться крутний момент M_p .

Схема до розрахунку напіврозвантаженої півосі у цьому режимі має вигляд, представлений рисунку 7.7 .

При дії максимального бічного навантаження відбувається перерозподіл нормального навантаження між колесами автомобіля. Розрахунок півосі ведеться для навантаженого боку автомобіля. Нормальна реакція на навантаженому R_{zh} колесі ведучої осі в даному режимі набуває значення

$$R_{zh} = G_2 \cdot (0,5 + \varphi_y \cdot h_g / B_2), \quad (7.10)$$

а відповідна реакція, що діє на піввісь, обчислюється за формулою

$$R_{зпо} = R_{zh} - G_k = G_2 \cdot (0,5 + \varphi_y \cdot h_g / B_2) - G_k, \quad (7.11)$$

де $\varphi_y = 1$ – коефіцієнт бічного зчеплення шини з опорною поверхнею.

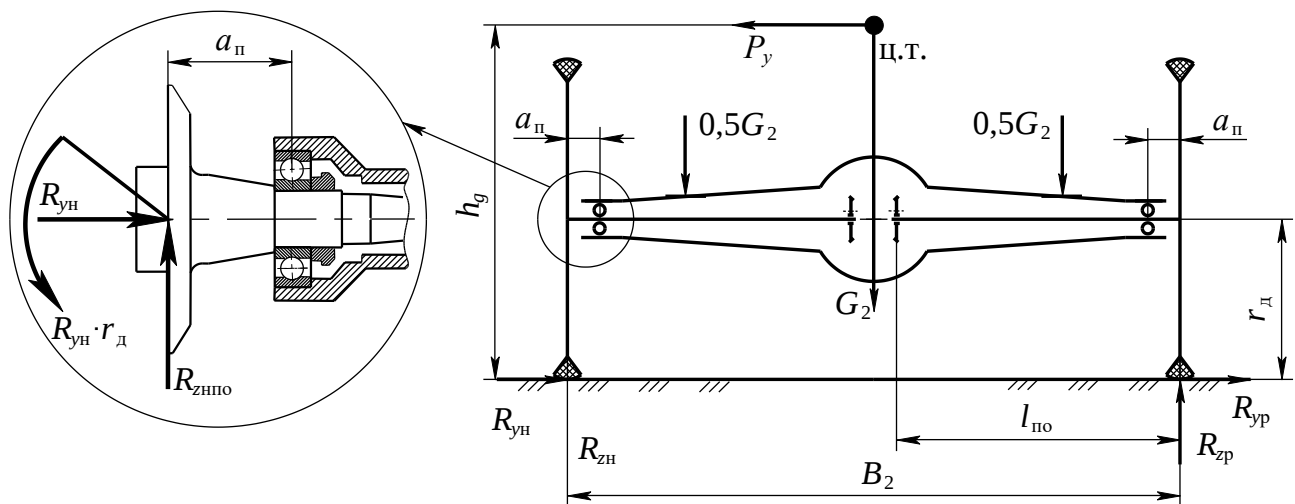


Рис. 7.7. Схема розрахунку напіврозвантаженої півосі при максимальному бічному навантаженні:

h_g – висота центру тяжіння автомобіля; P_y – бічна сила;
 B_2 – колія ведучого мосту; реакції на навантаженому боці відзначені індексом "н", на розвантаженому – "р"

Максимальна бічна реакція $R_{ун}$, що діє на колесо і навантажує піввісь формується на навантаженої стороні автомобіля і визначається виразом

$$R_{ун} = R_{зп} \cdot \varphi_y. \quad (7.12)$$

Діаметр півосі, мм, у небезпечному перерізі в даному розрахунковому режимі, обчислюється за формулою

$$d_{поRy} = \sqrt[3]{\frac{R_{ун} \cdot r_d - R_{зпo} \cdot a_{п}}{\pi \cdot [\sigma_{и}]}}, \quad (7.13)$$

У небезпечному перерізі півосі автомобіля в режимі максимального бічного навантаження діють і напруження стиснення, зумовлені бічними реакціями на відповідних колесах. Значення цих напружень малі, тому їх вплив на розміри небезпечного перерізу півосі незначний і їх можна не враховувати.

Порівнюючи розраховані значення $d_{поRx}$, $d_{поRz}$ і $d_{поRy}$, вибирають більше значення і округляють до найближчого номінального значення внутрішнього діаметра підшипника півосі. Отримане значення діаметра позначають **$d_{по}$ – діаметр півосі в небезпечному перерізі.**

Тип і розміри підшипника вибирають за автомобілем аналогом.

Згинальні моменти, що діють на напіврозвантажену піввісь, змінюються за її довжиною, тому переріз півосі раціонально виконати змінного діаметра. Найменш навантаженим є шліцевий наконечник півосі, який сприймає момент, що крутить, від півосьової шестерні диференціала, а у його перерізі виникають тільки напруження кручення. Діаметр d_w найменшого перерізу півосі визначають за умови міцності за формулою (7.4). Середня частина півосі між шліцевим наконечником та небезпечним перерізом повинна забезпечувати необхідний кут закручування для зниження динамічних крутильних навантажень. Діаметр d_Θ середньої частини півосі визначають з умови жорсткості за формулою (7.3). Раціонально середню частину півосі виконати у вигляді усіченого конуса із середнім діаметром перерізу d_Θ .

Приклади розрахунків півосей привода ведучих колес наведено у додатку II.

7.3 Проектування і розрахунок привода ведучих коліс при незалежній підвісці

Мета проектування – обрання конструктивної схеми та визначення основних параметрів шарнірів і валів. Конструктивна схема привода ведучих коліс залежить від компоновки трансмісії автомобіля (див. додаток А, рис. А2, А3). При проектному розрахунку довжину привода приймають за аналогом, а діаметр валів визначають за умови забезпечення її міцності та жорсткості. Міцність визначається допустимим напруженням матеріалу, з якого виготовлена вал. Розрахунок привода на жорсткість у курсовому проектуванні не виконується.

7.3.1 Визначення основних параметрів шестикулькового жорсткого карданного шарніра рівних кутових швидкостей типу Рцеппа-Бірфільд

Шарніри рівних кутових швидкостей типу Рцеппа-Бірфільд (рис. 7.8) широко застосовують у приводах керованих ведучих коліс легкових автомобілів і вантажних автомобілів малої вантажності з незалежною підвіскою.

На внутрішньої обоймі 2 виконано сферична поверхня радіусом r_1 з центром o , який є центром шарніру. Шість канавок для кульок 1 виконано радіусом $r_{\text{вн}}$ з центру o_1 , тому мають змінну глибину.

Внутрішню сферичну поверхню зовнішньої обойми 3 виконано радіусом r_2 з центру шарніра o , а шість канавок радіусом $r_{зв}$ з центру o_2 . Сепаратор 4, у якому розташовано кульки 1, також має сферичні поверхні з радіусами r_1 і r_2 .

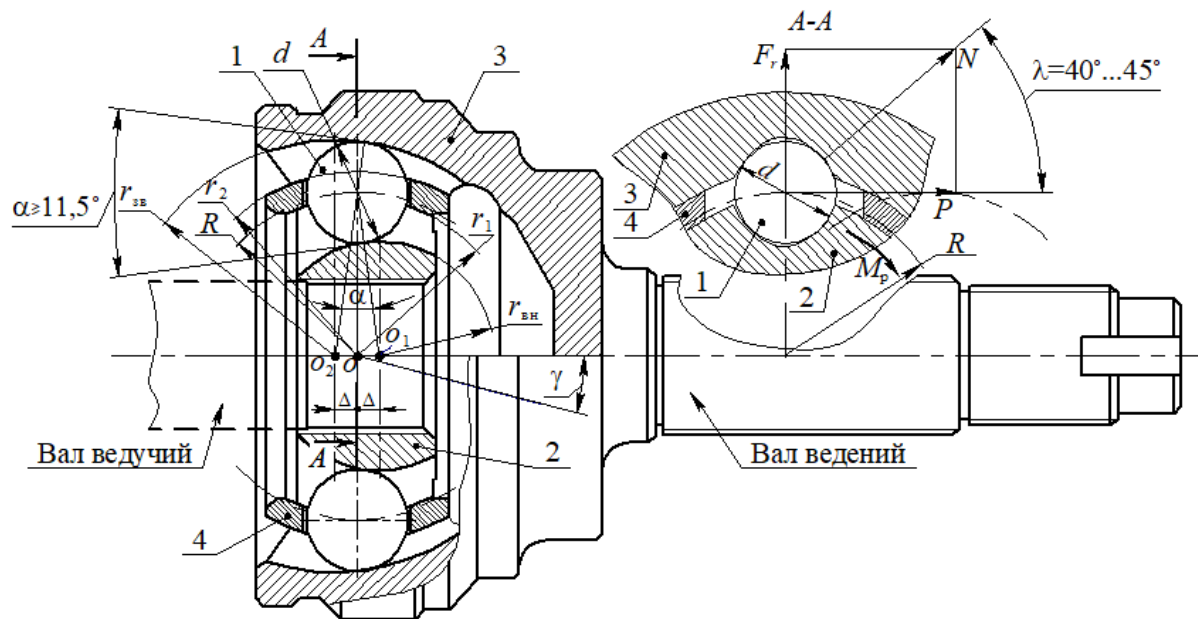


Рис. 7.8. Схема жорсткого шестикулькового шарніру
Рцеппа-Бірфільд

При співвісному положенні валів шарніра, кульки розташовані у площині, яка проходить центр шарніру o та перпендикулярна осі валів. При підведенні крутного моменту від ведучого вала робочі поверхні канавок внутрішньої обойми формують на кульках нормальні сили N , які передаються на канавці зовнішньої обойми. Колова складова P створює на плече R крутний момент на веденому валу. Профіль канавок формують так, щоб значення кута λ напрямку вектора нормальної сили N був в межах $40^\circ \dots 45^\circ$.

Для забезпечення переміщення кульок з сепаратором у бісектрисну площину при зміні кута γ між валами, центри сферичних поверхонь зовнішньої обойми o_2 та внутрішньої обойми o_1 зміщені на однакові відстані Δ від центру шарніру o . Величина цього зміщення залежить від кута перетину α дотичних до поверхонь канавок у точці контакту їх з кулькою при співвісному положенні валів, як показано на рисунку 7.8. Щоб уникнути заклинювання кульок, значення кута α обирають в межах $11,5^\circ \dots 15^\circ$.

Значення нормального зусилля у плямі контакту одній кульки з канавкою обойми розраховується за формулою

$$N = \frac{P}{\cos \lambda} = \frac{M_{\varphi}}{n \cdot R \cdot \cos \lambda}, \quad (7.14)$$

де $P = \frac{M_{\varphi}}{n \cdot R}$ – колова сила на кульки (M_{φ} – розрахунковий момент на колесі; $n=6$ – кількість кульок у шарнірі; R – радіус розташування кульок у шарнірі).

Розрахунковий момент на колесі M_{φ} визначають за формулою

$$M_{\varphi} = G_{\kappa} \cdot \varphi_{\chi} \cdot r_{\text{д}} \cdot n_3, \quad (7.15)$$

де $G_{\kappa}=0,5m_1 \cdot g$ – навантаження на ведуче колесо (m_1 – маса, яка припадає на ведучу вісь, кг; $g=9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння);

$\varphi_{\chi}=1$ – коефіцієнт зчеплення шини з опорною поверхнею;

$r_{\text{д}}$ – динамічний радіус ведучого колеса, м;

$n_3=2 \dots 3$ – коефіцієнт запасу.

Діаметр кульки d визначають зі урахуванням емпіричної залежності $R/d=1,65$ і рекомендованої залежності між допустим значенням нормальної сили $N_{\text{доп}}$, кН, і діаметром кульки

$$N_{\text{доп}}=46 d^2. \quad (7.16)$$

З рівності правих частин (7.14) і (7.16), урахуванням відношення $R/d=1,65$, для кута $\lambda=45^\circ$ пропонується залежність для визначення діаметра кульки (мм)

$$d = k_d \cdot \sqrt[3]{M_{\varphi}}, \quad (7.17)$$

де $k_d=1,46$ – емпіричний коефіцієнт пропорційності для зовнішніх шарнірів привода керованих коліс.

Розмірність моменту у формулі (7.17) повинна бути у Н·м.

Мінімальне значення радіусу розташування кульок R у шарнірі залежить від міцності маточини внутрішньої обойми. З досвіду проектування деталей машин [12, 13] відома залежність між діаметром ведучого вала і діаметром маточини (див. рис. 7.9).

$$d_{\text{ма}} = 1,6d_{\text{в}}. \quad (7.18)$$

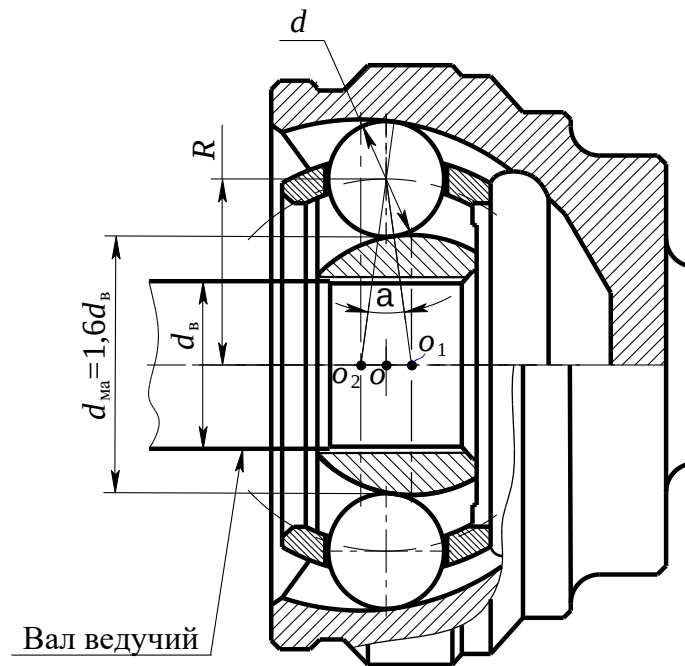


Рис. 7.9. Схема для визначення радіусу розташування кульок R у шарнірі

Як відомо, діаметр вала визначається з умови його міцності при передаванні крутного моменту

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_\varphi}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (7.19)$$

де $[\tau]$ – напруження кручення, що допускаються.

Відповідно до рисунку 7.9, з урахуванням (7.18) визначимо радіус розташування кульок у шарнірі при співвісному положенні його валів

$$R = 0,5 \cdot (1,6d_B + d). \quad (7.20)$$

Визначення геометричних параметрів сепаратора та радіусів внутрішньої і зовнішньої обійм карданного шарніра.

За визначеними значеннями діаметрів кульок d та радіусу R їх розташування при співвісному положенні валів (при $\gamma=0$) визначають решта геометричних параметрів сепаратора, внутрішньої та зовнішньої обійм карданного шарніра.

Зміщення Δ центру внутрішньої обійми o_1 і центру зовнішньої обійми o_2 відносно центру шарніра o , як видно з рисунку 7.10 визначається з трикутників ao_1o та ao_2o за формулою

$$\Delta = R \cdot \operatorname{tg}(0,5\alpha). \quad (7.21)$$

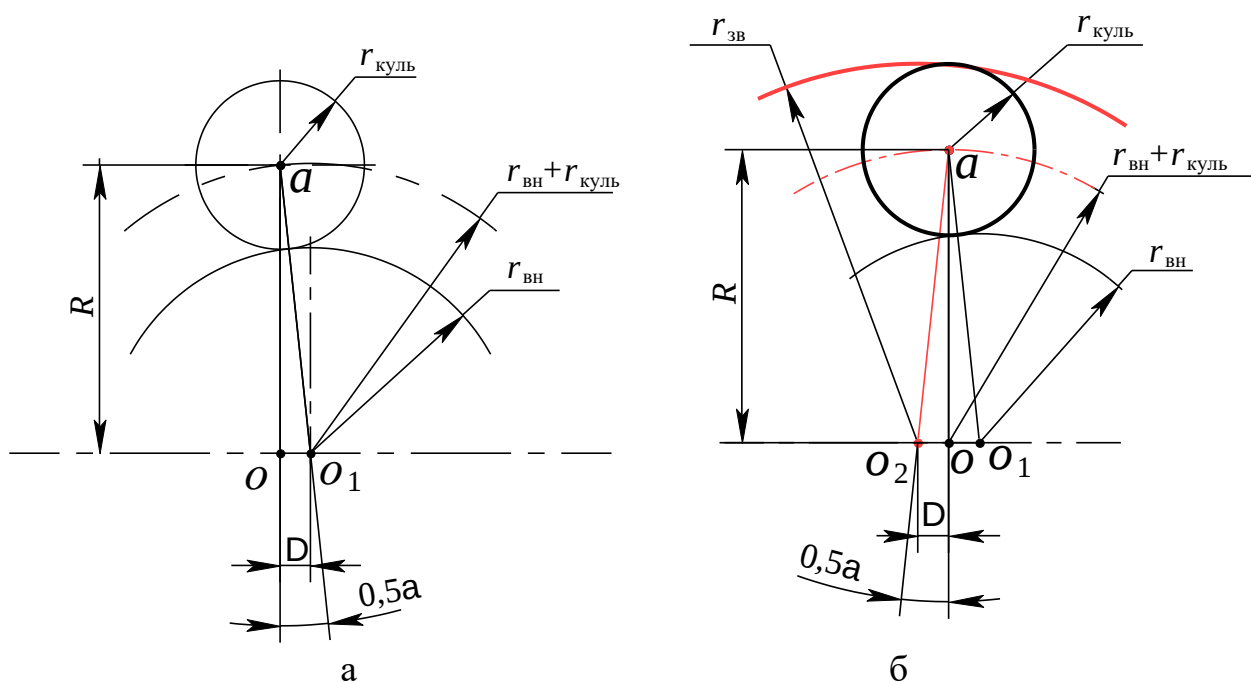


Рис. 7.10. Схема розрахунку параметрів центрування компонентів шарніру: а – внутрішньої обойми; в – зовнішньої обойми

При зміні кута γ між валами шарніру кульки перекочуються (та ковзають) по колу, який сформовано канавкою внутрішньої обойми з радіусом $r_{\text{вн}}$. Враховуючи, що $r_{\text{куль}} = 0,5 d$ визначають значення радіуса канавки внутрішньої обойми (рис. 7.10а)

$$r_{\text{вн}} = \frac{R}{\cos(0,5\alpha)} - r_{\text{куль}}, \quad (7.22)$$

та значення радіуса канавки зовнішньої обойми (рис. 7.10б)

$$r_{\text{зв}} = \frac{R}{\cos(0,5\alpha)} + r_{\text{куль}}. \quad (7.23)$$

Радіуси внутрішньої r_1 і зовнішньої r_2 сферичних поверхонь сепаратора визначають відповідно з трикутників $eo\bar{b}$ і $ko\bar{c}$ (рис. 7.11б) з урахуванням припуску ε за формулами

$$r_1 = eo - \varepsilon = \frac{r_{\text{куль}}}{\sin \beta_1} - \varepsilon; \quad r_2 = ko + \varepsilon = \frac{r_{\text{куль}}}{\sin \beta_2} + \varepsilon, \quad (7.24)$$

де ε – припуск для гарантування контакту кульки з площиною гнізда сепаратора;

$$\beta_1 = \arctg \left(\frac{r_{\text{куль}} \cdot \cos(0,5\gamma_{\text{max}})}{(r_{\text{вн}} + r_{\text{куль}}) \cdot \cos[0,5 \cdot (\gamma_{\text{max}} + \alpha)]} \right);$$

$$\beta_2 = \arctg \left(\frac{r_{\text{куль}} \cdot \cos(0,5\gamma_{\text{max}})}{(r_{\text{вн}} + r_{\text{куль}}) \cdot \cos[0,5 \cdot (\gamma_{\text{max}} - \alpha)]} \right) - \text{кути відхилення точок}$$

контакту e і k кульок з площиною гнізда та бісектрисною площиною у крайніх положеннях сепаратора.

Для гарантування контакту кульки с площиною гнізда сепаратора можна прийняти припуск $\varepsilon = 0,5$ мм.

Ширину гнізда $b_{\text{гн}}$ в сепараторі приймають рівною діаметру кульки d (рис. 7.12, 7.13), а довжину гнізда $l_{\text{гн}}$ розраховують за формулою

$$l_{\text{гн}} = 2 \cdot \left(r_1 \cdot \sin \frac{\pi}{6} - s_l \cdot \cos \frac{\pi}{6} \right), \quad (7.25)$$

де s_l – мінімальна ширина перемички між гніздами (рис. 7.12).

Для забезпечення міцності сепаратору мінімальну ширину перемички s_l між гніздами роблять не менш одного міліметра. З конструктивних міркувань ширину сепаратора b_c визначають в долях від значення діаметра кульки d (рис. 7.12).

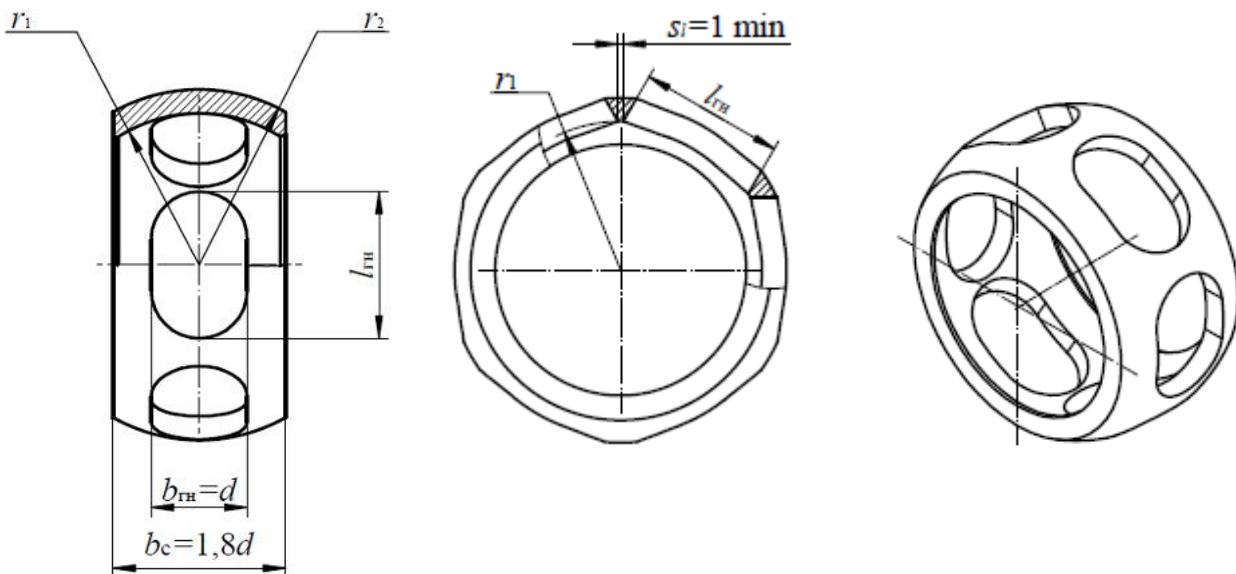


Рис. 7.12. Сепаратор жорсткого шестикулькового шарніру
Рцеппа-Бірфільд

Значення радіуса r_1 внутрішньої сферичної поверхні сепаратора співпадає зі значенням зовнішнього радіуса $r_{\text{сфв}}$ сферичної поверхні внутрішньої обойми (рис. 7.11а). Радіус сферичної поверхні зовнішньої обойми $r_{\text{сфз}}$ для забезпечення можливості центрування

шарніра кульками приймають на величину зазору ξ більше значення радіуса сепаратора r_2 .

$$r_{\text{сфз}} = r_2 + \xi. \quad (7.26)$$

де $\xi=0,5$ мм – зазор між сферичними поверхнями сепаратора і зовнішньої обойми.

Зовнішній діаметр шарніру визначається за формулою

$$D_{\text{зв}} = 2 \cdot (r_{\text{зв}} + \zeta), \quad (7.27)$$

де $\zeta=5$ мм – мінімальна товщина стінки корпуса шарніра.

Інші геометричні параметри шарніра визначають з конструктивних міркувань. Зазвичай зовнішня обойма шарніру виготовляється сумісно з веденим валом привода. На поверхні зовнішньої обойми формують ланки, які призначені для кріплення конструктивних елементів: захісного чохла, зубчастого колеса датчика кутової швидкості колеса антї блокувальної системи, тощо (рис. 7.13).

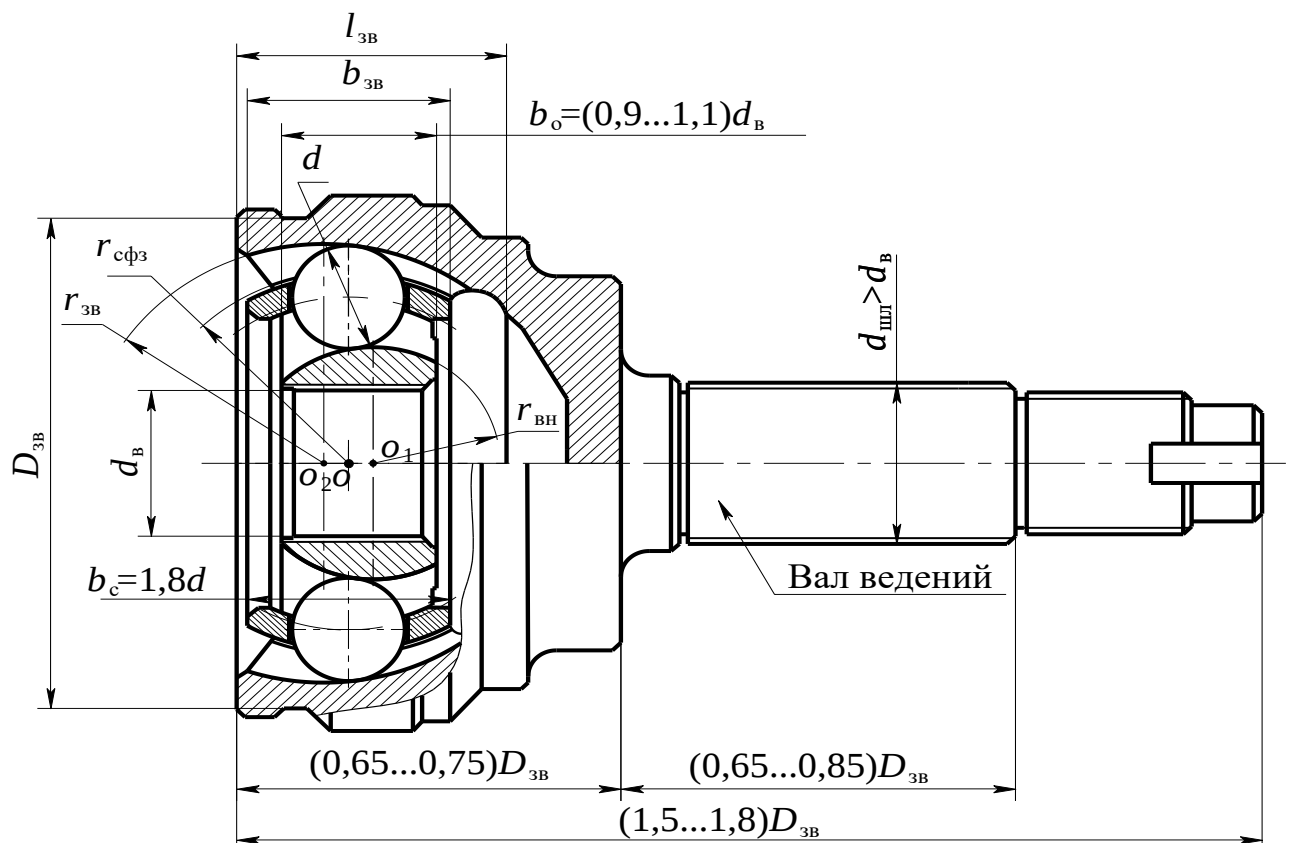
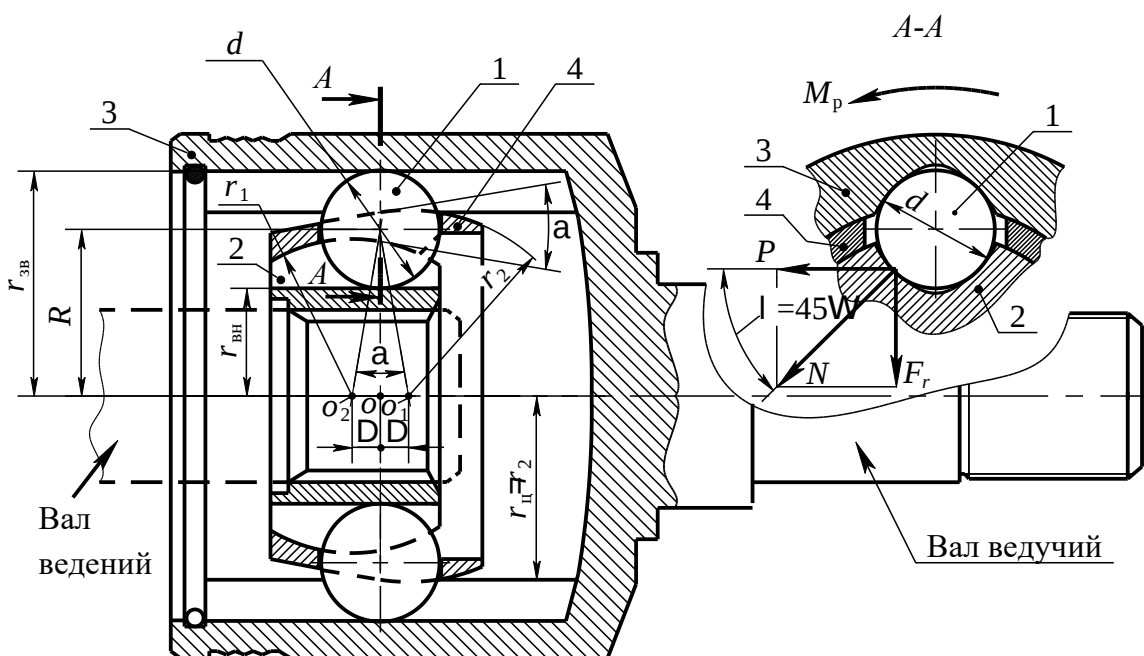


Рис. 7.13. Основні геометричні параметри шарніра: $D_{\text{зв}}$ – зовнішній діаметр шарніру; l – глибина лунки в зовнішньої обоймі; $b_{\text{зв}}$ – робоча ширина канавки зовнішньої обойми; $d_{\text{шл}}$ – діаметр шліців веденого вала; b_o – ширина внутрішньої обойми

від розрахованих значень діаметрів кульки u та балла u_B .

ШВИДКОСТЕЙ ТИПА І КІІ

КОММ.



зовнішньої обоймі 3 (див. рис. 7.14). При співвісному положенні валів шарніра, кульки розташовані в площині, яка проходить через кінематичний центр шарніру o та перпендикулярна осі валів.

При підведенні крутного моменту від ведучого вала робочі поверхні канавок внутрішньої обойми формують на кульках нормальні сили N , які передаються на канавці внутрішньої обойми. Колова складова P створює на плече R крутний момент на веденому валу. Профіль канавок формують так, щоб значення кута λ напрямку вектора нормальної сили N був 45° .

Для забезпечення переміщення кульок з сепаратором у бісектрисну площину при зміні кута γ між валами, центр сферичної поверхні сепаратора o_1 та центр сферичної поверхні внутрішньої обойми o_2 зміщені на однакові відстані Δ від центру шарніру o . Величина цього зміщення залежить від кута перетину α дотичних до сферичних поверхонь сепаратора у точці перетину лінії, що з'єднує центр кульки з центрами o_1 і o_2 при співвісному положенні валів, як показано на рисунку 7.14. Значення кута α обирають в межах $18^\circ \dots 20^\circ$.

Діаметр кульок d в універсальному шарнірі типу ГКН привода ведучих коліс розраховують за формулою (7.16). Але при цьому значення емпіричного коефіцієнту пропорційності k_d приймають рівним 1,53.

Радіус розташування кульок у шарнірі при співвісному положенні його валів, як видно з рисунку 7.15, визначається формулою

$$R = 0,5 \cdot (1,35d_b + d). \quad (7.27)$$

Радіуси розташування канавок для кульок у внутрішньої і зовнішньої обоймах визначають за формулами

$$r_{\text{вн}} = R - 0,5 \cdot d. \quad (7.28)$$

$$r_{\text{зв}} = R + 0,5 \cdot d. \quad (7.29)$$

Значення радіусів сферичних поверхонь сепаратора універсального шести кулькового шарніра визначають при максимальних кутах відхилення валів $\pm \gamma_{\text{max}}$ (див. рис. 7.16):

$$r_1 = eO_2 = R \cdot \cos \beta_1; \quad (7.30)$$

$$r_2 = ak + aO_1 = R / \cos \beta_2 + \Delta \cdot \frac{\sin \gamma_{\text{max}}}{\cos 0,5\gamma_{\text{max}}}, \quad (7.31)$$

де $\beta_1 = \beta_2 = \arctg\left(\frac{r_{\text{куль}}}{R}\right)$ – кути відхилення точок контакту e і k кульок з площиною гнізда та бісектрисною площиною у крайніх положеннях сепаратора.

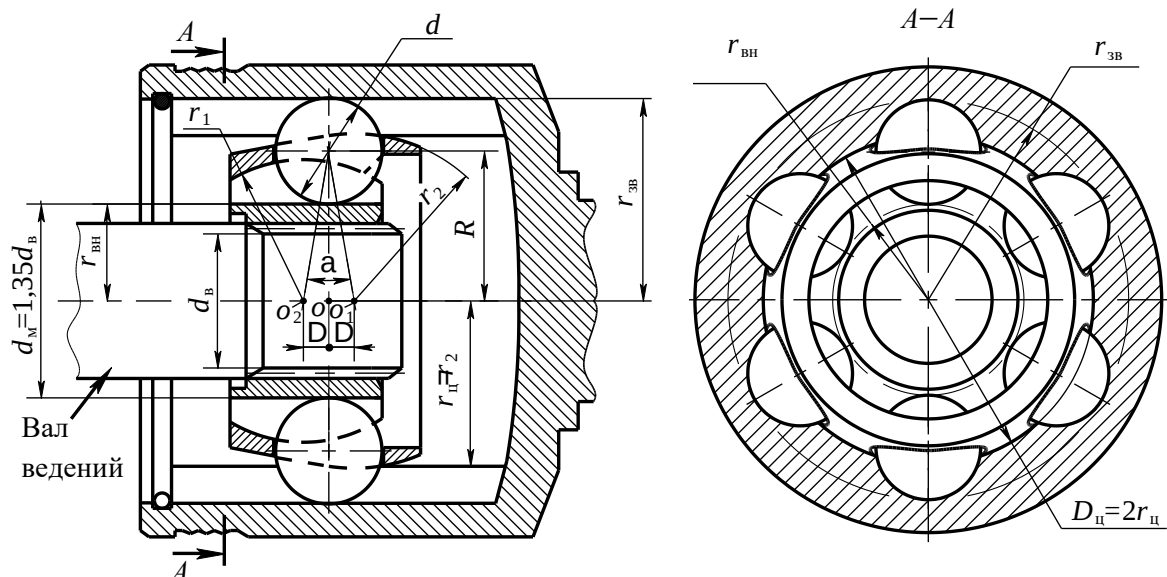


Рис. 7.15. Схема для визначення геометричних параметрів універсального шести кулькового шарніра

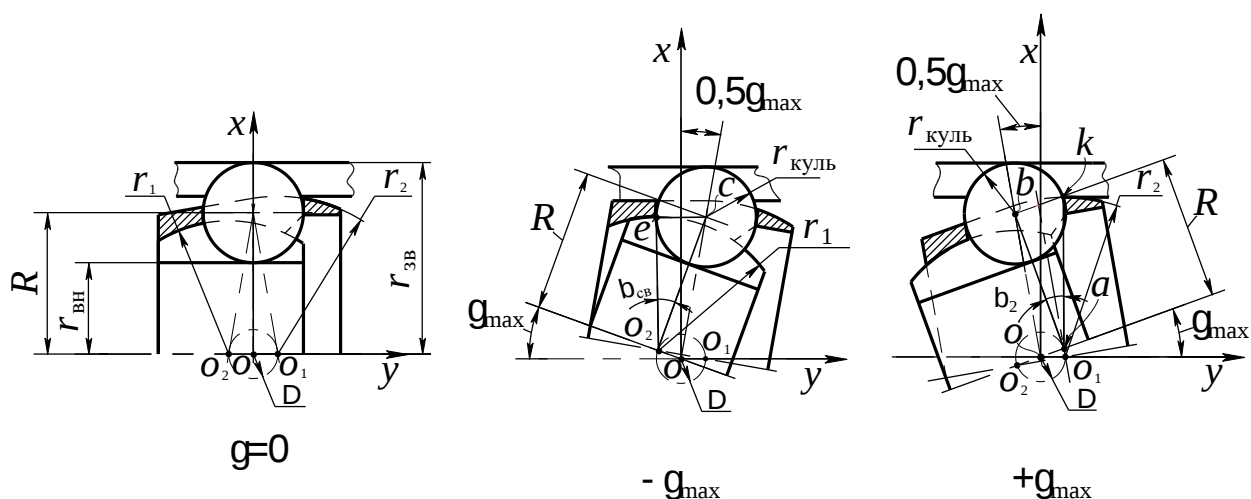


Рис. 7.16. Схема для визначення геометричних параметрів сепаратора універсального шести кулькового шарніра:

Деякі геометричні параметри сепаратора можна визначити з урахуванням досвіду автомобілебудування в долях від діаметра кульки d та радіуса R (рис. 7.17).

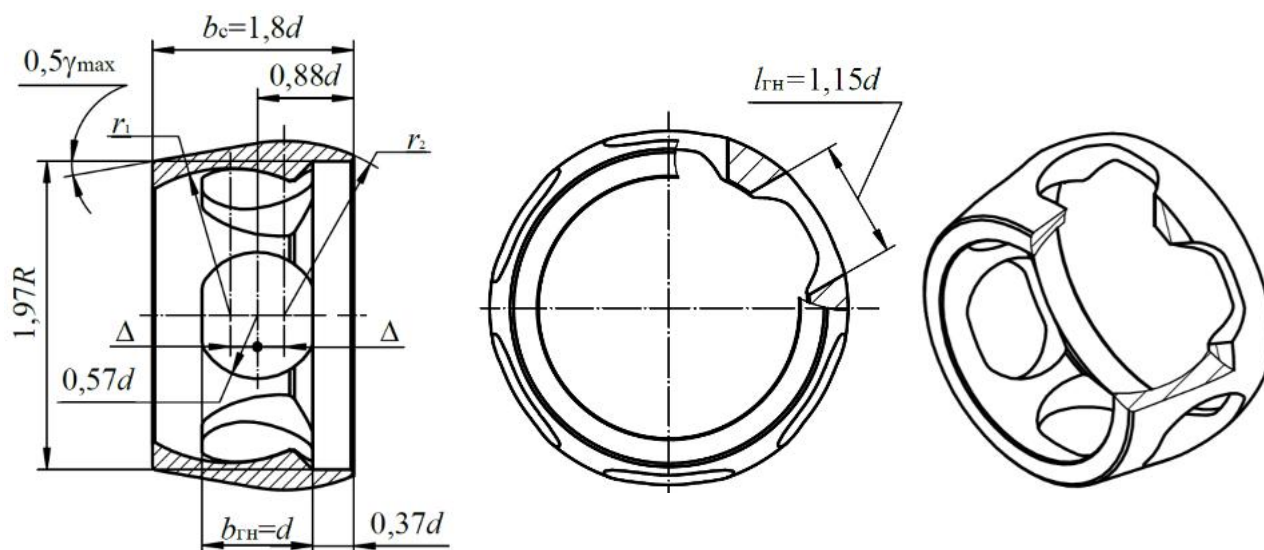


Рис. 7.17. Геометричні параметри сепаратора універсального шести кулькового шарніра типа ГН:

Зовнішній діаметр шарніра у першому наближенні можна розрахувати за формулою

$$D_{зв} = 2 \cdot (r_{зв} + s_{зв}), \quad (7.32)$$

де $s_{зв} = 5$ мм – мінімальна товщина стінки зовнішньої обойми.

Робоча ширина канавки зовнішньої обойми (див. рис. 7.18) визначається як зміна кінематичної відстані між центрами шарнірів при максимальному куті відхилення валів (див. рис. 7.19)

$$b_{зв} = l_{вл} \cdot (1 - \cos \gamma_{\max}) + b_c, \quad (7.33)$$

де $l_{вл}$ – кінематична відстань між центрами шарнірів лівого привода (див. рис. 7.19);

b_c – ширина сепаратора універсального шарніра (рис. 7.17).

Для покращення керованості передньоприводних автомобілів при їх максимальних прискореннях доцільно застосувати проміжну опору у приводі правого колеса (рис. 7.19б). Значення довжини проміжних валів $l_{вл}$, $l_{вп}$ та інші основні геометричні параметри елементів привода визначають з урахуванням досвіду автомобілебудування в долях від діаметрів кульки d та вала d_v (див. рис. 7.18, 7.19).

Приклади розрахунків валів та шарнірів рівних кутових швидкостей привода ведучих коліс наведено у додатку II.

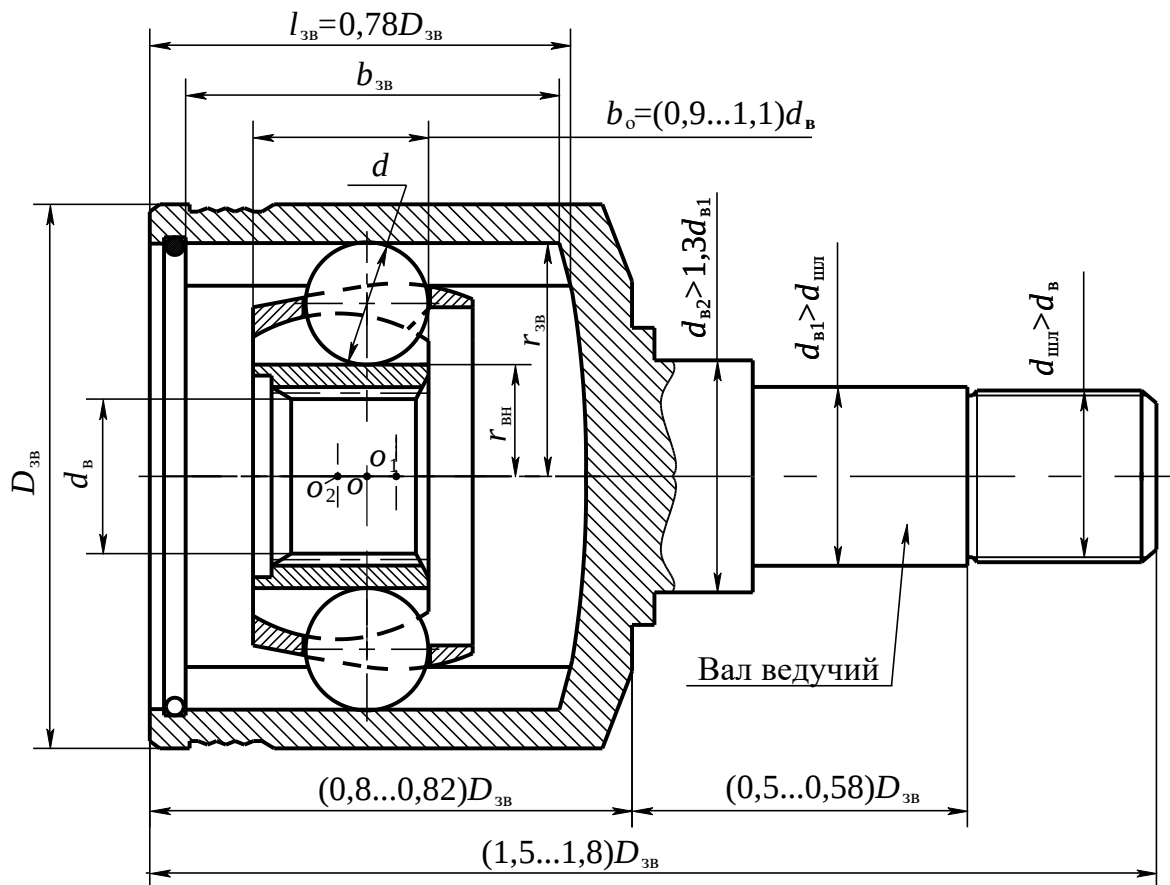


Рис. 7.18. Геометричні параметри внутрішньої і зовнішньої обойм універсального шести кулькового шарніра типа ГКН

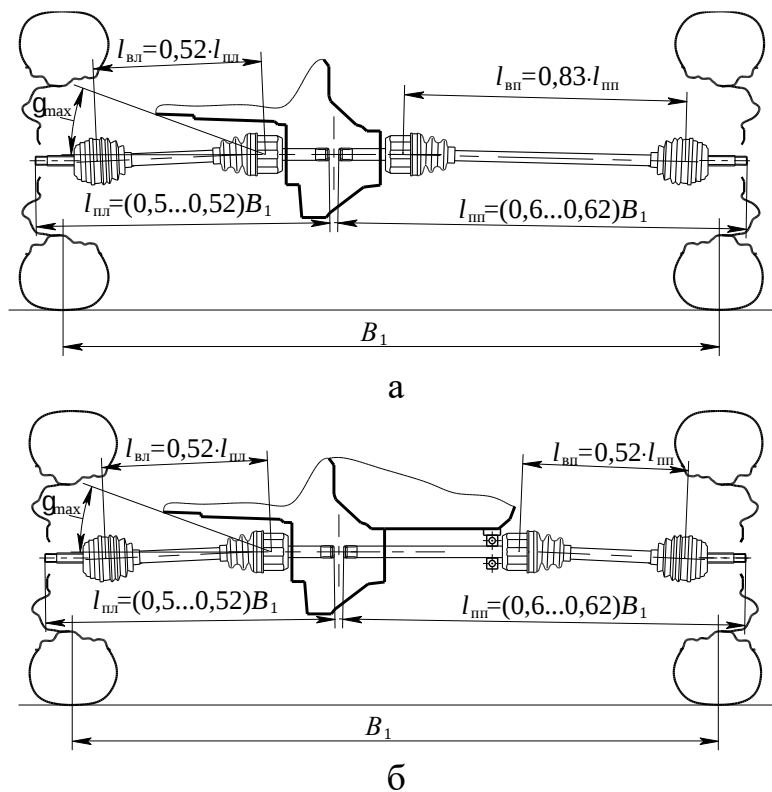


Рис. 7.19. Геометричні параметри привода керованих ведучих коліс:
а – без проміжної опори шарнірних валів;
б – з проміжною опорою правого шарнірного вала

7.4 Технічні вимоги до деталей привода ведучих коліс та матеріали для їх виготовлення

Півосі виготовляють із легованих сталей марок 30ХГС, 40ХМА, 40ХНМА, 40Х. Оскільки піввісь є найбільш навантаженим елементом трансмісії поверхня півосі між шліцьовим хвостовиком і фланцем після механічної обробки піддається наклепу. Півосі піддаються об'ємному гартуванню з нагріванням у шахтних печах з вертикальним завантаженням до температури 860...880 °С з подальшим охолодженням в маслі і відпустці при температурі 220 °С. Твердість поверхні півосі після термообробки повинна становити 45-50 HRC. Поверхня півосі для встановлення підшипника обробляється з шорсткістю Ra 1,25 мкм, при цьому її розмір виконують з полем допуска $k6$. Стопорна втулка виготовляється зі сталі 45 з поверхневим гартуванням на глибину 1,5...2,0 мм до твердості 45 HRC. Стопорна втулка встановлюється на шійку півосі з натягом та має посадку $H7/s6$.

Зовнішні обойми внутрішніх шарнірів рівних кутових швидкостей зазвичай виготовляють сумісно з ведучим валом, а зовнішніх шарнірів з веденим валом методом гарячого кування з наступною механічною обробкою. Їх виготовляють зі нікельмолібденової сталі 15НМ з наступною цементацією на глибину 0,8...1,2 мм, гартування у маслі та низькотемпературною відпусткою. Твердість робочих поверхонь канавок після термообробки повинна становити 58-62 HRC. Шліфування доріжок (канавок) після термообробки забезпечує шорсткість Ra 0,32...0,63 мкм. Зовнішня сферична поверхня внутрішньої обойми після шліфування повинна мати шорсткість Ra 0,2...0,4 мкм.

Матеріалом для виготовлення сепаратору є сталі типу 20Х, 40Х, 30ХГСА. Заготовку отримують штампуванням. Термообробка: гартування у маслі та низькотемпературний відпуск. Твердість робочих поверхонь після термообробки повинна бути в межах 30...45 HRC, шорсткість внутрішньої сферичної поверхні після шліфування – в межах Ra 0,4...0,8 мкм, а зовнішньої – в межах Ra 0,8...1,6 мкм, шорсткість робочих площин вікон після протягування – в межах Ra 0,63...1,25 мкм.

Кульки шарнірів виготовляють з сталі ШХ15. Твердість поверхні після термообробки повинна становити 60-66 *HRC* її шорсткість після полірування *Ra* 0,05...0,1 мкм.

Точність виготовлення робочих поверхонь повинна відповідати 6 або 7 квалітету. При складанні внутрішнього шарніру застосовують селективний метод.

Для змащення шарнірів застосовують спеціальне мастило ШРУС-4.

8 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРОЄКТУВАННЯ ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ

8.1 Види шліцевих з'єднань у трансмісії, основні характеристики та загальні вимоги до них

Шліцеві зубчасті з'єднання у трансмісії розрізняються по типу навантаження, що передається, ступеню рухомості спряжених деталей, формі зуба і другим геометричним параметрам.

Шліцеві з'єднання веденого диску зчеплення і первинного вала коробки передач (рис. 8.1а,б), фланців карданної передачі з вторинним валом коробки передач (рис. 8.1в) та ведучим валом головної передачі, а також шліцеві елементи привода ведучих коліс (рис. 8.1г,д,е) навантажуються тільки крутними моментами.

Шліцеве телескопічне з'єднання карданної передачі (рис. 8.2) навантажуються окрім крутного моменту осьової силою тертя між шліцами при зміні відстані між коробкою передач та головною передачею в наслідок прогині підвіски.

Шліцеве з'єднання зубчастого вінця синхронізатора з зубчастим вінцем на шестерні коробки передач є зубчастою муфтою яка навантажуються тільки крутним моментом (рис. 8.3а). При цьому шліцеве з'єднання маточини синхронізатора має те саме навантаження. Шліцеве з'єднання вала з шестернею, яка з конструктивних зображень має асиметричну маточину окрім крутного моменту навантажуються коловою силою F_t у поперечному напрямку (рис. 8.3б). Це призводить до концентрації навантаження на шліцах, яка визначається зміщенням e колової сили F_t в осьовому напрямку від центру маточини.

Зовнішній діаметр та довжину шліцевого з'єднання задають при конструюванні вала. Довжина шліців у зачепленні може бути прийнята $l_{\text{шл}} < 1,5D_{\text{шл}}$, зазвичай $l_{\text{шл}} = 0,9 \dots 1,2 D_{\text{шл}}$. У де яких випадках для нерухомих з'єднань можна прийняти довжину шліців з діапазону $1,5D_{\text{шл}} < l_{\text{шл}} < 2,5D_{\text{шл}}$.

При проектуванні рухомого шліцевого з'єднання (рис. 8.2) або умовно-рухомого (рис. 8.3а) довжина шліцевого хвостовика (або шліцевої втулки) збільшується на величину робочого руху $s_{\text{роб}}$. При проектуванні зчеплення з двома веденими дисками (див. рис. 8.1б) необхідно передбачити зазор l_s між їх маточинами, якій більше ніж допустимий знос двох фрикційних накладок.

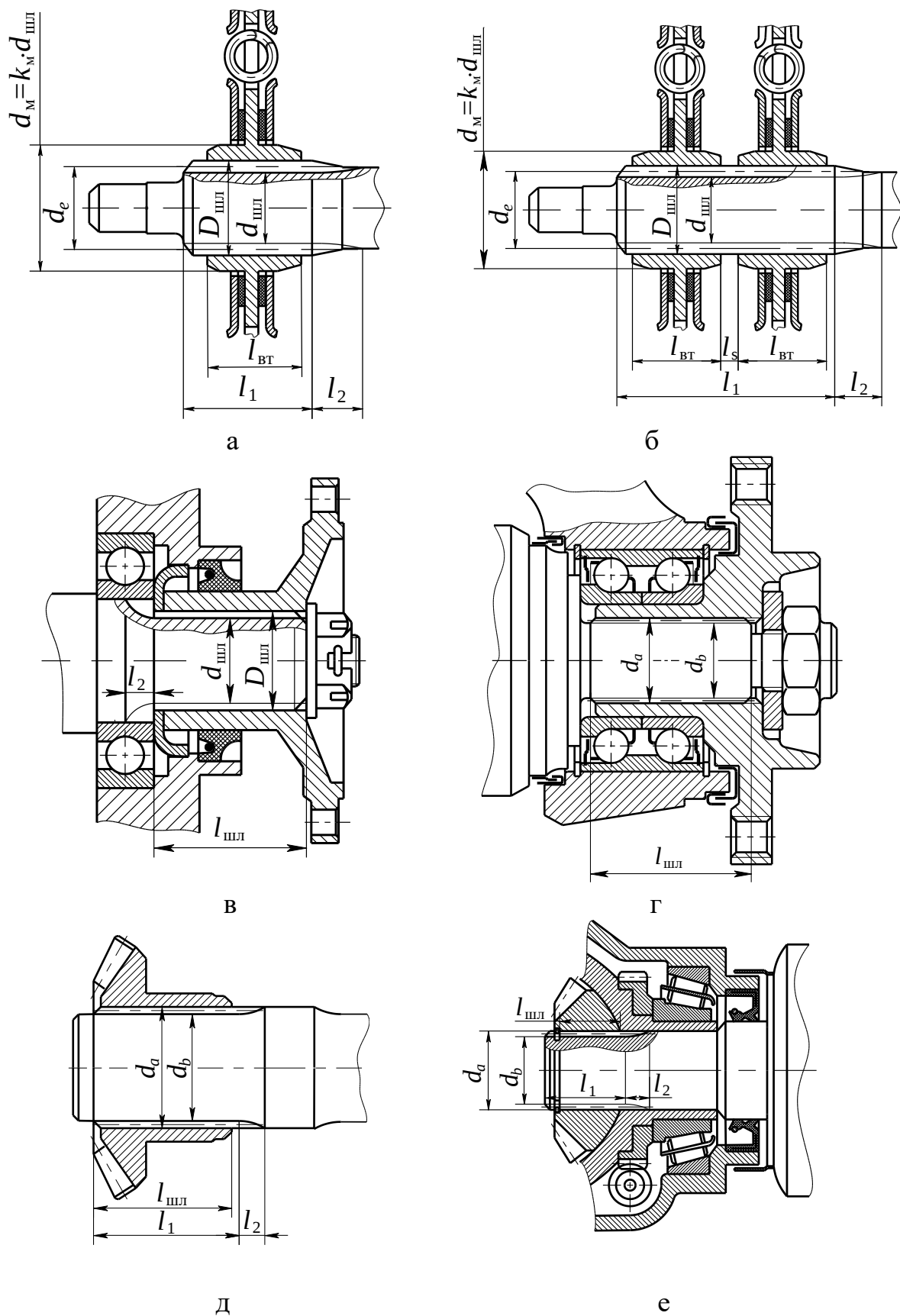


Рисунок 8.1 – Типові схеми шліцевих з'єднання у трансмісії автомобіля, які навантажуються тільки крутним моментом (група М)

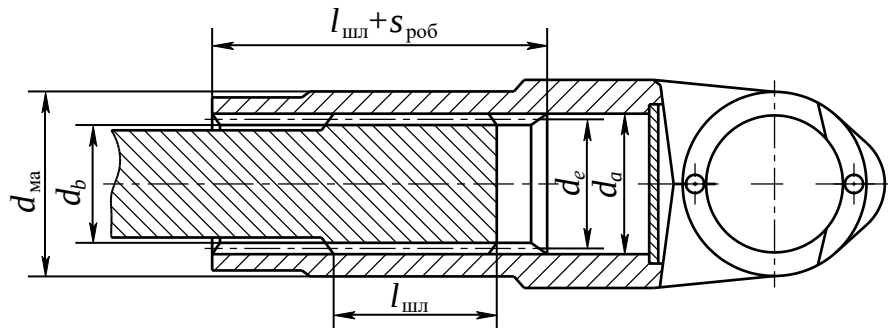


Рисунок 8.2 – Типова схема рухомого шліцевого з'єднання, яке навантажуються крутним моментом та осьюовою силою (група МО)

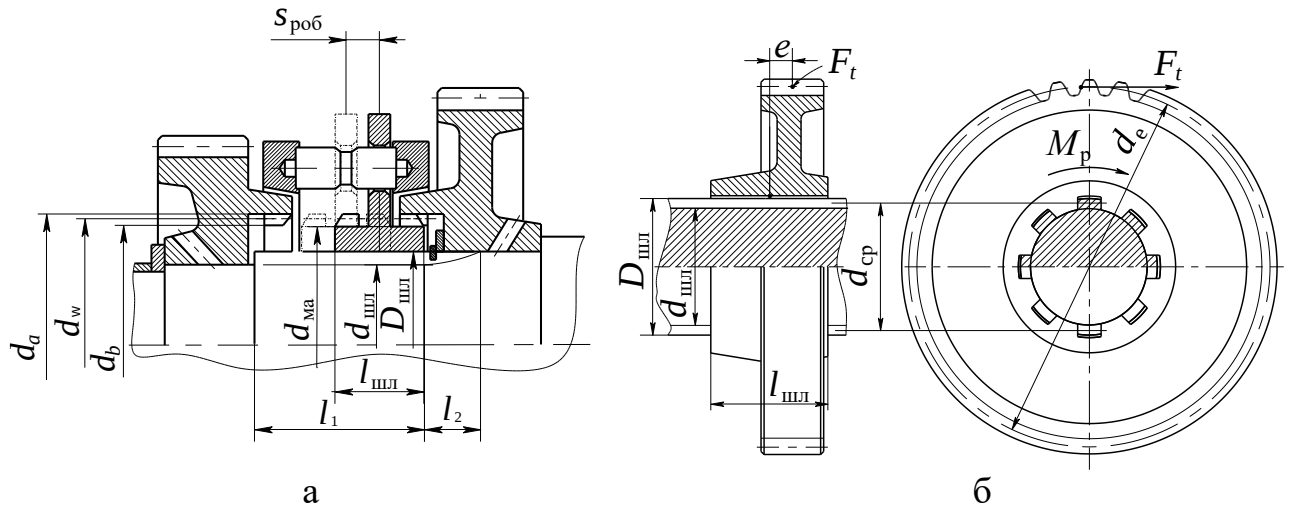


Рисунок 8.3 – Типові схеми шліцевого з'єднання, які навантажуються:

а – тільки крутним моментом – зубчаста муфта (група ЗМ);

б – крутним моментом та поперечною силою (група МР)

За ступенем рухливості деталей шліцевих з'єднань, прийнято розрізняти наступні типи:

- рухомі – з'єднання, що мають значні осьові переміщення елементів під навантаженням (наприклад, ковзне шліцеве з'єднання карданної передачі (рис. 8.2));

- нерухомі – з'єднання, у яких сусідні деталі на валу створюють осьовий натяг для шліцевої втулки (наприклад, з'єднання фланця з вторинним валом коробки передач та фланця на веденому валу головної передачі (див. рис. 8.1в,г));

- умовно-нерухомі – з'єднання, у яких відносні осьові переміщення сполучених елементів виникають за рахунок перекосів, деформацій або передбачені кінематикою при відсутності навантаження (ведений диск зчеплення – первинний вал коробки передач (див. рис. 8.1а,б), ковзне зубчасте колесо - шліцевий вал (див. рис. 8.3б), півосьові шестерні диференціала – півосі (див. рис. 8.1д,е), вінці зубчастих муфт (рис. 8.3а) і т.д.)).

Шліцеві зубчасті з'єднання у трансмісії автомобілів зазвичай виконують з прямо бічним (рис. 8.4) або евольвентним профілем зуба (рис. 8.5).

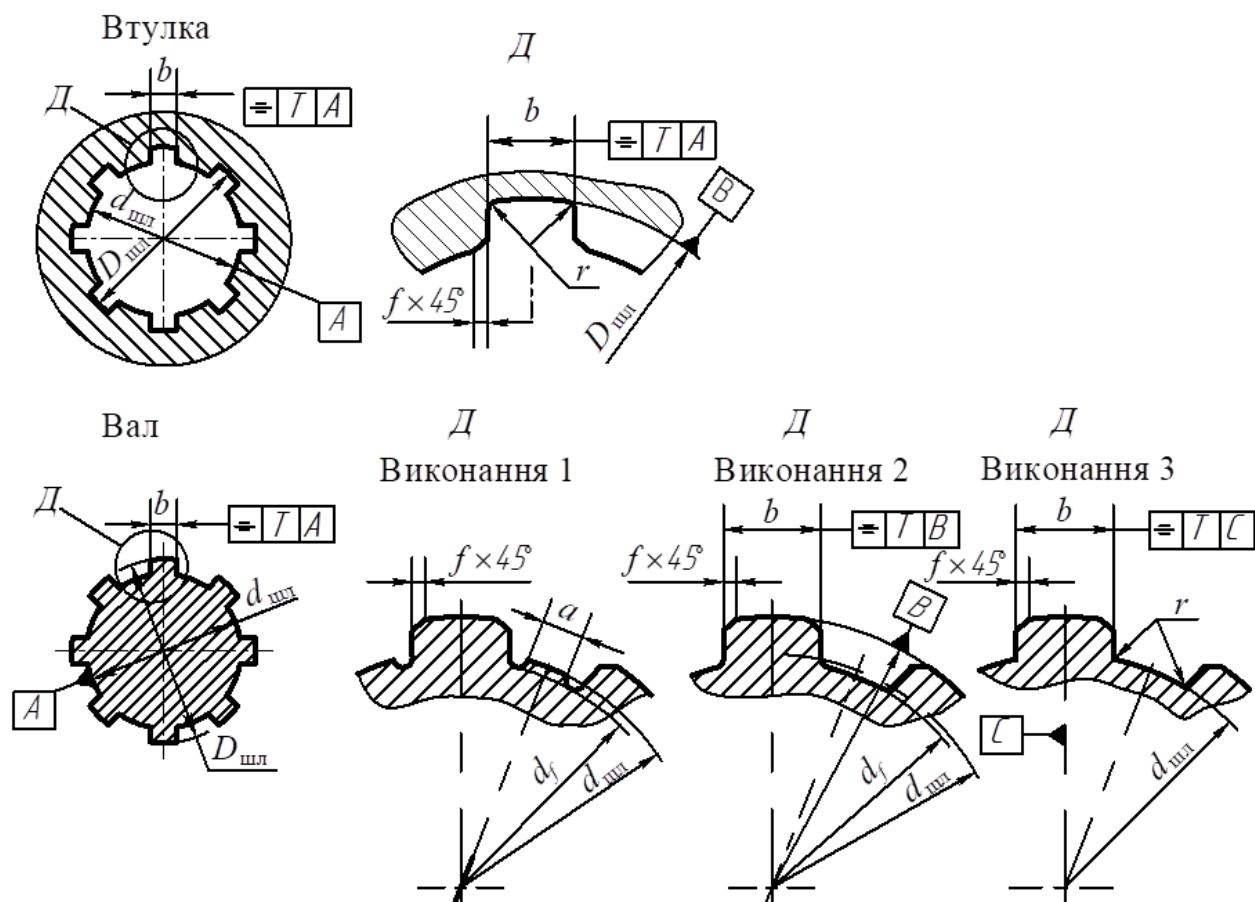


Рисунок 8.4 – Геометричні характеристики прямо бічних шліцевих з'єднань

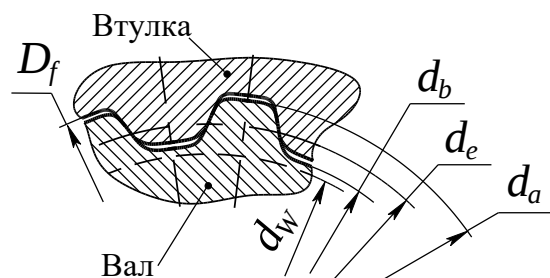


Рисунок 8.5 – Геометричні характеристики евольвентних шліцевих з'єднань з центруванням за боковими поверхнями з плоскою формою западини

Примітки до рисунку 8.4:

1. Виконання 1 дано для виготовлення валів з'єднань легкої та середньої серій методом обкатування. Вали з'єднань важкої серії методом обкатування не виготовляються.
2. Шліцеві вали виконань 1 і 3 виготовляються при центруванні за внутрішнім діаметром, виконання 2 - при центруванні по зовнішньому діаметру та боковим сторонам зубців.

Стандартами передбачається три серії прямо бічних шліцьових з'єднань: легку, середню та важку, що різняться між собою кількістю шліців та розмірами. З'єднання легкої серії мають найменшу висоту зубців, їх застосовують для нерухомих вузлів. Середня серія рекомендується для середньо навантажених або умовно-нерухомих з'єднань. Важка серія призначена для рухомих з'єднань і для з'єднань, які працюють у найбільш тяжких умовах та передають великий крутний момент. З'єднання виконується з парною кількістю шліців z і з центруванням по зовнішньому $D_{\text{шл}}$, внутрішньому $d_{\text{шл}}$ діаметрам або по бокових поверхнях b .

Основні геометричні характеристики та параметри прямо бічних шліцьових з'єднань наведено на рисунку 8.4 і таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – Основні параметри прямобічних шліців
Розміри легкої серії, мм

$z \times d \times D$	Кількість зубців z	$d_{\text{шл}}$	$D_{\text{шл}}$	b	d_f , не менш	a , не менш	f		r , не більше
							Номін.	Граничні відхилення	
6x23x26	6	23	26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2
6x26x30	6	26	30	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2
6x28x32	6	28	32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2
8x32x36	8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3
8x36x40	8	36	40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3
8x42x46	8	42	46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3
8x46x50	8	46	50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3
8x52x58	8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5
8x56x62	8	56	62	10	53,6	6,38	0,5	+0,3	0,5

Розміри середньої серії, мм

$z \times d \times D$	Кількість зубців z	$d_{\text{шл}}$	$D_{\text{шл}}$	b	d_f , не менш	a , не менш	c		r , не більше
							Номін.	Граничні відхилення	
6x11x14	6	11	14	3,0	9,9	-	0,3	+0,2	0,2
6x13x16	6	13	16	3,5	12,0	-	0,3	+0,2	0,2
6x16x20	6	16	20	4,0	14,5	-	0,3	+0,2	0,2
6x18x22	6	18	22	5,0	16,7	-	0,3	+0,2	0,2
6x21x25	6	21	25	5,0	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2
6x23x28	6	23	28	6,0	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2
6x26x32	6	26	32	6,0	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3
6x28x34	6	28	34	7,0	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3
8x32x38	8	32	38	6,0	29,4	-	0,4	+0,2	0,3
8x36x42	8	36	42	7,0	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3
8x42x48	8	42	48	8,0	39,5	2,57	0,4	+0,2	0,3
8x46x54	8	46	54	9,0	42,7	-	0,5	+0,3	0,5
8x52x60	8	52	60	10,0	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5

У евольвентних з'єднаннях навантажувальна здатність вище ніж у прямобічних. Втулки з евольвентним профілем, які мають здібність під навантаженням самовстановлюватися на валу, мають кращу рівномірність розподілу навантаження на поверхні зубців. Це обумовлює вищу міцність на зминання і знос в порівнянні з прямобічними з'єднаннями. Тому у сучасному автомобілебудуванні найчастіше застосовують евольвентні шліци.

Евольвентні з'єднання мають кут профілю вихідного контуру рійки 30° з плоскою формою западин або закругленою. Центрування з'єднань найчастіше виконують по бокових поверхнях зубців рідше по зовнішньому діаметру.

Основні геометричні характеристики та параметри евольвентних шліцевих з'єднань наведено на рисунку 8.5 і таблиці 8.2.

Таблиця 8.2 – Основні розміри евольвентного шліцевого з'єднання

Номінальний діаметр D		Модуль $m_{шл}$									
		Ряд 1		1,25		2		3			5
		Ряд 2	1		1,5		2,5		3,5	4	
Ряд 1	Ряд 2		Кількість зубців $z_{шл}$								
15			13	10	8	-					
	16		14	11	9	6					
17			15	12	10	7					
	18		16	13	10	7	-				
20			18	14	12	8	6	-			
	22		20	16	13	9	7	6			
25			24	18	15	11	8	7			
	28		26	21	17	12	10	8			
30			28	22	18	13	10	8		-	
	32		30	24	20	14	11	9		6	
35			34	26	22	16	12	10		7	
	38		36	29	24	18	14	11		8	
40			38	30	25	18	14	12		8	
	42		40	32	26	20	15	12	-	9	
45			44	34	28	21	16	13	12	10	
	48		46	37	30	22	18	14	12	10	
50			48	38	32	24	18	15	12	11	
	52		50	40	33	24	19	16	12	11	
55			54	42	35	26	20	17	14	12	

Вибір типа центрування шліцевого з'єднання залежить від форми зубців, твердості маточини і вала, а також від навантажень, що діють на з'єднання.

Прямобічні шліци найчастіше мають центрування по зовнішньому або внутрішньому діаметру, що забезпечує найбільш

високу точність взаємного положення вала і маточини. Більш технологічним є спосіб центрування по зовнішньому діаметру. Як що з конструктивних міркувань можливо мати твердість втулки (маточини) менше 35-37 *HRC*, то шліци в її отворі можна сформувати протяжкою, а зовнішній діаметр вала шліфують. Тому у цьому випадку застосовують центрування по зовнішньому діаметру. Наприклад: прямобічне шліцьове з'єднання маточини веденого диску зчеплення і первинного вала коробки передач вантажного автомобіля.

До центрування по внутрішньому діаметру доводиться прибівати при твердості маточини більше ніж 35-37 *HRC*, наприклад у коробках передач. У цьому випадку кінцеву обробку отвору в маточині виконують на внутрішшліфувальному верстаті, а шліфування пазів вала забезпечують профільними кругами. Евольвентні з'єднання у агрегатах трансмісії автомобілів найчастіше виконують з центруванням по бічним поверхням зубців.

Загальні рекомендації що до проектування шліцьового з'єднання:

- Вал завжди твердіший за маточину (різниця приблизно 5–10 *HRC*). Це забезпечує довговічність вала і ремонтпридатність вузла: при зносі замінюють маточину, а не вал.

- Точність виготовлення та твердість поверхонь зубців залежать від виду навантаження (табл. 8.3).

Таблиця 8.3 – Точність шліцьових з'єднань та твердість зубців

Вузол	Клас точності	Твердість зубців вала, <i>HRC</i>	Твердість зубців маточини, <i>HRC</i>
1	2	3	4
Ведений диск зчеплення	7 – 8	–	35 – 37
Первинний вал коробки передач	7 – 8	55 – 60	–
Проміжний, вторинний вали коробки передач	7 – 8	55 – 60	45 – 50
Ковзне з'єднання карданної передачі	8 – 9	35 – 45	30 – 40
Вали головної передачі	8	50 – 58	40 – 50
Півосьові шестерні диференціала	7 – 8	–	45 – 50
Півосі	7 – 8	55 – 60	–
Привод ведучих коліс при незалежної підвіски	6 – 7	58 – 62	50 – 55

При центруванні евольвентного шліцевого з'єднання по боковим поверхням рекомендуються наступні посадки з натягом $7H/9r$; $7H/8p$, перехідні $7H/7n$; $7H/8k$; $9H/8k$ та з зазором $7H/7h$; $9H/9h$; $9H/9g$; $9H/7f$; $9H/8f$. Рухомі з'єднання (ведений диск зчеплення/первинний вал коробки передач, телескопічне шліцеве з'єднання карданної передачі, маточина/муфта синхронізатора, тощо) мають посадку з зазором. Умовно рухомі з'єднання застосовують для забезпечення переміщення при температурних змінах довжини вала та зручності монтажу/демонтажу при обслуговуванні агрегатів (півосьові шестерні з півосями, тощо).

Для таких з'єднань застосовують перехідні посадки. Посадки з натягом доцільно застосовувати у з'єднаннях, що роз'єднуються тільки під час ремонту агрегатів (шліцеві фланці на вихідних валах коробки передач і ведучому валу головної передачі, тощо). Вимоги до точності прямобічних шліцевих з'єднань наведено у таблиці 8.4.

Таблиця 8.4 – Допуски і посадки прямобічних шліцевих з'єднань

Тип центрування	Розмір			Відхилення від паралельності шліців
	Зовнішній діаметр	Внутрішній діаметр	Бічні поверхні	
По зовнішньому діаметру	$H7/f7$	$H12/a11$	$F8/f7$; $F8/js7$	$\leq 0,05$ мм на довжині 100 мм
По внутрішньому діаметру	$H11/a11$	$H7/g6$; $H7/js6$	$F10/f9$; $F10/js7$	

Шорсткість робочих поверхонь евольвентних шліців Ra 0,8 ... 1,6 мкм після накатки і Ra 0,8...2,5 мкм після протягування або шліфування. Не робочі поверхні (дно западин та вершини шліців) мають шорсткість в межах Ra 3,2...6,3 мкм.

Шорсткість поверхонь прямобічних шліців, що є базою центрування з'єднання Ra 0,63...1,25 мкм, бокові поверхні шліців (робочі, але не базові) – Ra 1,25...2,5 мкм, дно западин (або вершини зубців), якщо вони не базові – Ra 3,2...6,3 мкм.

8.2 Перевірочний розрахунок шліцевого з'єднання

Для оцінки міцності і зносостійкості шліцевого з'єднання виконують два виду розрахунку: на зминання та на знос.

Розрахунок на зминання виконують з умови передавання з'єднанням максимального динамічного крутного моменту. При розрахунку на знос використовують довгодіючі навантаження.

В курсовому проектуванні виконують тільки розрахунок шліців на зминання. Міцність шліцевого з'єднання зазвичай визначається міцністю шліців втулки (маточини). Тому розрахунок виконують саме для маточини.

Діаметр маточини (шліцевої втулки) у першому наближенні визначають за емпіричної залежністю

$$d_{\text{ма}} = k_{\text{ма}} \cdot d_{\text{шл}}, \quad (8.1)$$

де $k_{\text{ма}} = 1,35 \dots 1,55$ – емпіричний коефіцієнт.

Розрахунок шліців маточини.

Для застосовуваних співвідношень елементів шліцевих з'єднань вирішальне значення має розрахунок на зминання. Розрахунок шліцевого з'єднання полягає у визначенні напруження зминання $\sigma_{\text{зм}}$, МПа, шліців маточини при навантаженні розрахунковим моментом M_p , Н·м:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{1000 \cdot M_p}{F_{\text{шл}} \cdot r_{\text{ср}}}, \quad (8.2)$$

де $F_{\text{шл}}$ – робоча площа поверхонь шліцевого з'єднання, мм²;

$r_{\text{ср}}$ – середній радіус шліцевого з'єднання, мм.

Середній радіус **евольвентного шліцевого з'єднання**:

$$r_{\text{ср}} = 0,5d_e = 0,5m_{\text{шл}} \cdot z_{\text{шл}}, \quad (8.3)$$

де $d_e = m_{\text{шл}} \cdot z_{\text{шл}}$ – діаметр ділильного кола шліцевого з'єднання, мм;

$m_{\text{шл}}$ – модуль евольвентного шліцевого з'єднання;

$z_{\text{шл}}$ – кількість шліців.

Середній радіус **прямо бічного шліцевого з'єднання**:

$$r_{\text{ср}} = 0,25(D_{\text{шл}} + d_{\text{шл}}), \quad (8.4)$$

де $D_{\text{шл}}$, $d_{\text{шл}}$ – відповідно зовнішній діаметр вала та внутрішній діаметр отвору маточини.

Робоча площа поверхонь шліцевого з'єднання $F_{\text{шл}}$, мм², розраховується за формулою:

$$F_{\text{шл}} \approx h_{\text{шл}} \cdot l_{\text{шл}} \cdot z_{\text{шл}}, \quad (8.5)$$

де $h_{\text{шл}}$ – робоча висота шліців, мм;

$l_{\text{шл}}$ – робоча довжина шліців, мм.

Робоча висота **евольвентних** шліців визначається за формулою:

$$h_{\text{шл}} \approx 0,9 \cdot m_{\text{шл}}. \quad (8.6)$$

Робоча висота **прямо бічних** шліців визначається за формулою:

$$h_{\text{шл}} \approx 0,5 \cdot (D_{\text{шл}} - d_{\text{шл}}) - (f + r), \quad (8.7)$$

де $f_{\text{шл}}, r_{\text{шл}}$ – фаска та закруглення шліців, мм.

Допустимі значення напруження зминання визначається за формулою:

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{n_3 \cdot K_3 \cdot K_{\text{пр}} \cdot K_{\text{п}}}, \quad (8.8)$$

де $\sigma_{\text{т}}$ – границя плинності матеріалу шліців;

$n_3=2\dots3$ – коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на зминання;

K_3 – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями;

$K_{\text{пр}}$ – коефіцієнт повздовжньої концентрації навантаження (за довжиною зуба);

$K_{\text{п}}=1,0\dots1,1$ – коефіцієнт, що враховує концентрацію навантаження у зв'язку з похибками виготовлення.

Значення границі плинності матеріалу шліців залежить від виду їх термообробки (табл. 8.5).

Таблиця 8.5 – Границя плинності деяких сталей

Марка сталі	35			40			45			40 X			
Термообробка*	Н	П	В35	Н	П	В35	Н	П	М35	Н	П	М39	М48
Границя плинності, МПа	320	380	650	340	400	650	360	450	650	330	650	900	1100
* Умовне позначення термічної обробки: Н – нормалізація; П – покращення; В – гартування з охолодженням у воді; М – гартування з охолодженням у маслі. Число після М, В – середнє значення твердості по HRC.													

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями K_3 та коефіцієнт повздовжньої концентрації навантаження $K_{\text{пр}}$ залежать від виду навантажень на з'єднанні (для груп М, 3М та МР, див. рис. 8.1 – 8.3):

$$K_3 = \begin{cases} 1 - \text{ для з'єднань, групи М;} \\ 1 + d_{\text{cp}}/d_{\text{в}} - \text{ для з'єднань, групи ЗМ;} \\ 1 + 2 \cdot d_{\text{cp}}/d_{\text{в}} - \text{ для з'єднань, групи МР,} \end{cases} \quad (8.9)$$

де $d_{\text{в}}$ – діаметр основного кола зубчастого колеса ($d_{\text{в}} = d_{\text{д}} \cdot \cos \alpha$).

$$K_{\text{np}} = \begin{cases} K_{\text{кр}} - \text{ для з'єднань груп М та ЗМ;} \\ K_{\text{кр}} + K_e - 1 - \text{ для з'єднань групи МР,} \end{cases} \quad (8.10)$$

де $K_{\text{кр}}$ – коефіцієнт концентрації навантаження від закручування вала;
 K_e – коефіцієнт концентрації навантаження від зміщення колової сили F_t від середини маточини.

Коефіцієнти концентрації навантаження від закручування вала $K_{\text{кр}}$ та від зміщення колової сили K_e залежать від співвідношення $l_{\text{шл}}/D_{\text{шл}}$ та визначаються виразами:

$$K_{\text{кр}} = 1 + 2 \cdot \left[0,004 \cdot l_{\text{шл}} + 0,05 \cdot \left(\frac{l_{\text{шл}}}{D_{\text{шл}}} \right)^2 \right]; \quad (8.11)$$

$$K_e = 1 + \frac{e}{l_{\text{шл}}} + 5 \cdot \left(\frac{e}{l_{\text{шл}}} \right)^2 \cdot \frac{l_{\text{шл}}}{D}, \quad (8.12)$$

де e – зміщення поперечного зусилля (колової сили F_t) від середини маточини (рис. 8.3б).

Міцність робочої поверхні шліців маточини є задовільною якщо виконується умова $\sigma_{\text{зм}} \leq [\sigma_{\text{зм}}]$.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Шуклінов С.М., Михалевич М.Г., Ярита О.О., Новіна Н.Н. (2026). *Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів вищої освіти освітнього рівня бакалавр спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» освітньої програми «Автомобілебудування»*. Харків: ХНАДУ
2. Шуклінов С. М., Альокса М. М., Ужва А. В., Ярита О. О. (2021). *Методичні вказівки до виконання курсової роботи «Проектування автомобіля. Тяговий розрахунок та аналіз тягово-швидкісних властивостей» з дисципліни «Теорія, експлуатаційні властивості та проектування автомобілів» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» за освітньою програмою «Автомобілебудування»*. Харків: ХНАДУ.
3. Шуклінов С.М., Клименко В.І., Ужва А.В., Ярита О.О., Гармаш А.А. (2024). *Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни «Теорія, експлуатаційні властивості та проектування автомобіля». Розділ 2. Робочі процеси агрегатів трансмісії*. Харків: ХНАДУ.
4. Шуклінов С. М., Ломака С.І., Холодов М.П. (2021). *Методичні вказівки до виконання практикуму «Визначення навантажувальних режимів для розрахунку деталей та вузлів автомобіля » з дисципліни «Теорія, експлуатаційні властивості та проектування автомобілів»*. Харків: ХНАДУ.
5. Дубянський О. В., Хрунь М. (2013). *Конструювання та розрахунок автомобіля*. Львів : Вид-во Львів. політехніки.
6. Буренніков Ю.А. Кашканов А.А., Ребедайло В.М. (2013). *Автомобілі: робочі процеси та основи розрахунку*. Вінніца: ВНТУ.
7. Левкович М.Г., Кищун В.А., Гандзюк М.О. (2021). *Конспект лекцій з дисципліни «Аналіз конструкцій, робочі процеси та основи розрахунку автомобілів» для здобувачів освітнього рівня бакалавр за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»*. Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя.
8. Ванін В.В., Блюк А.В., Гнітецька Г.О. (2003). *Оформлення конструкторської документації*. Київ: Каравела.
9. ДСТУ ISO 9084:2006. (2006). *Розраховування навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих*

зубчастих передач. Застосування для швидкісних зубчастих передач та зубчастих передач з подібними вимогами (62774).

10. ДСТУ ISO 6336-2:2005. (2005). *Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 2: Розрахунок міцності активної поверхні зубців* (ISO 6336-2:1996, IDT).

11. ДСТУ ISO 23509:2010. (2016). *Передачі зубчасті конічні та гіпоїдні. Розрахунок геометрії* (ISO 23509:2006, IDT). Київ: ДП «УкрНДНЦ».

12. Grote, K.-H., & Antonsson, E. K. (Eds.). (2008). *Springer handbook of mechanical engineering*. Springer.

13. Малащенко, В. О., & Янків, В. В. (2018). *Деталі машин: Проектування елементів механічних приводів*. Львів: Новий Світ-2000.

14. Seherr-Thoss, H. C., Schmelz, F., & Aucktor, E. (2006). *Universal joints and driveshafts: Analysis, design, applications* (2nd ed.). Springer.

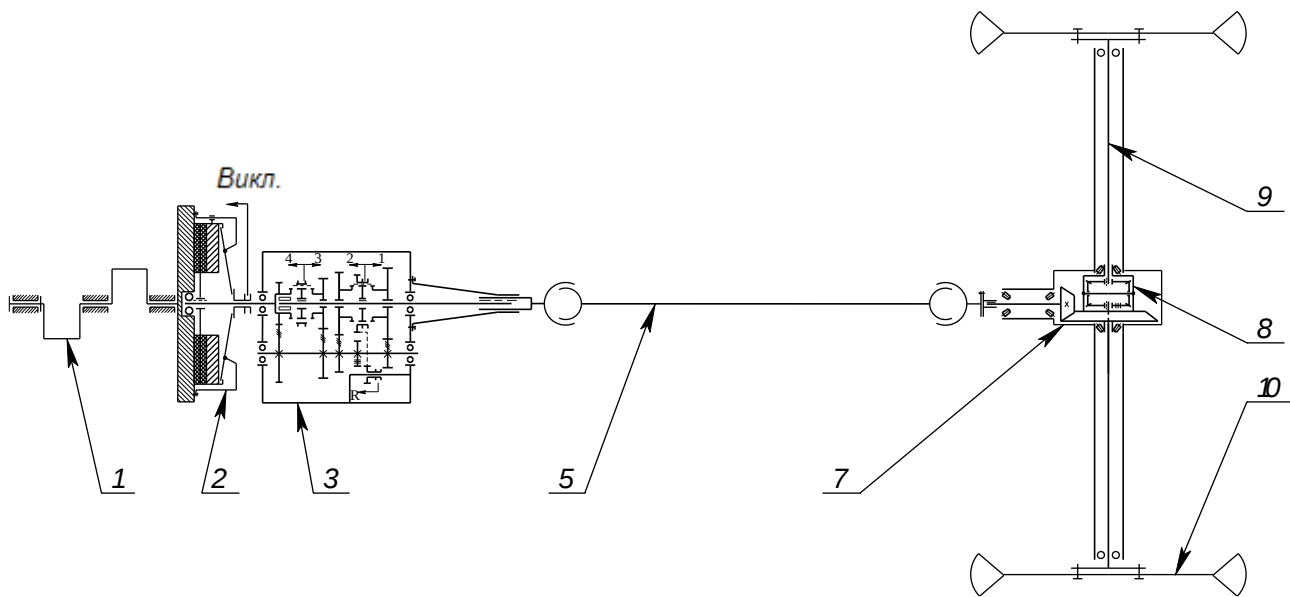
15. Bickford, J. H., & Nassar, S. A. (Eds.). (2018). *Handbook of bolts and bolted joints* (2nd ed.). CRC Press.

16. Шуклінов С.М. (2022). *Автомобіль. Теорія та експлуатаційні властивості : навч. посіб.*

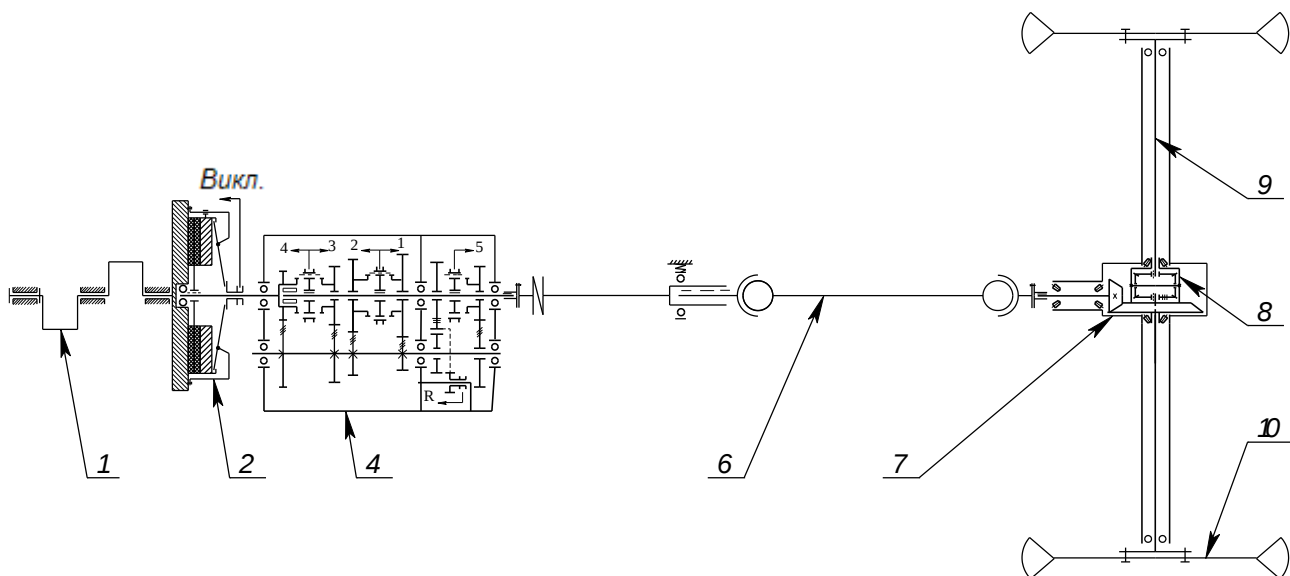
17. Shuklinov S. M., Klymenko V. I., Leontiev D. M., Aloksa M. M. (2023). *Automobile. Theory and operational properties : study guide*.

Додаток А

Приклади кінематичних схем трансмісій автомобілів



а



б

Рис. А1 – Кінематичні схеми трансмісій легкових автомобілів класичної компоновки:

- 1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – одно дискове зчеплення;
- 3 – чотириступенева тривальна коробка передач з двома синхронізаторами та подовженим вторинним валом;
- 4 – п'ятиступенева тривальна коробка передач з трьома синхронізаторами; 5 – двошарнірна карданна передача;
- 6 – карданна передача з еластичним напівкарданним шарніром, двома жорсткими шарнірами та проміжною опорою; 7 – гіпоїдна головна передача; 8 – симетричний диференціал;
- 9 – напіврозвантажена піввісь; 10 – ведуче колесо

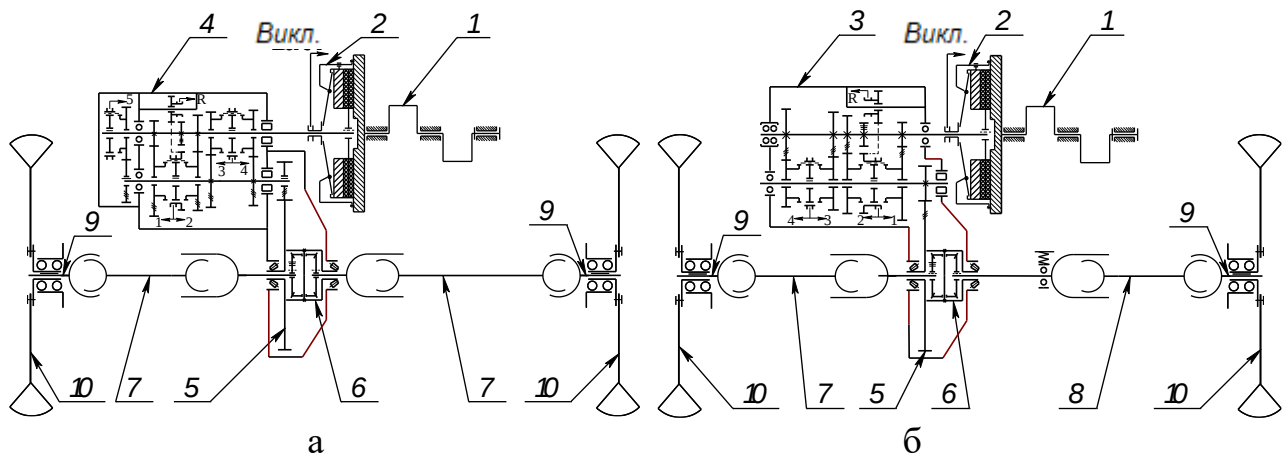


Рис. А2 – Кінематичні схеми трансмісій легкових і мало вантажних автомобілів з поперечним розташуванням двигуна та приводом на передню вісь: 1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – однодискове зчеплення; 3 – чотириступенева двовальна коробка передач з двома синхронізаторами; 4 – п'ятиступенева двовальна коробка передач з трьома синхронізаторами; 5 – циліндрична головна передача; 6 – симетричний диференціал; 7 – двошарнірний привод ведучих коліс; 8 – двошарнірний привод ведучих коліс з проміжною опорою; 9 – повністю розвантажена піввісь; 10 – ведуче колесо

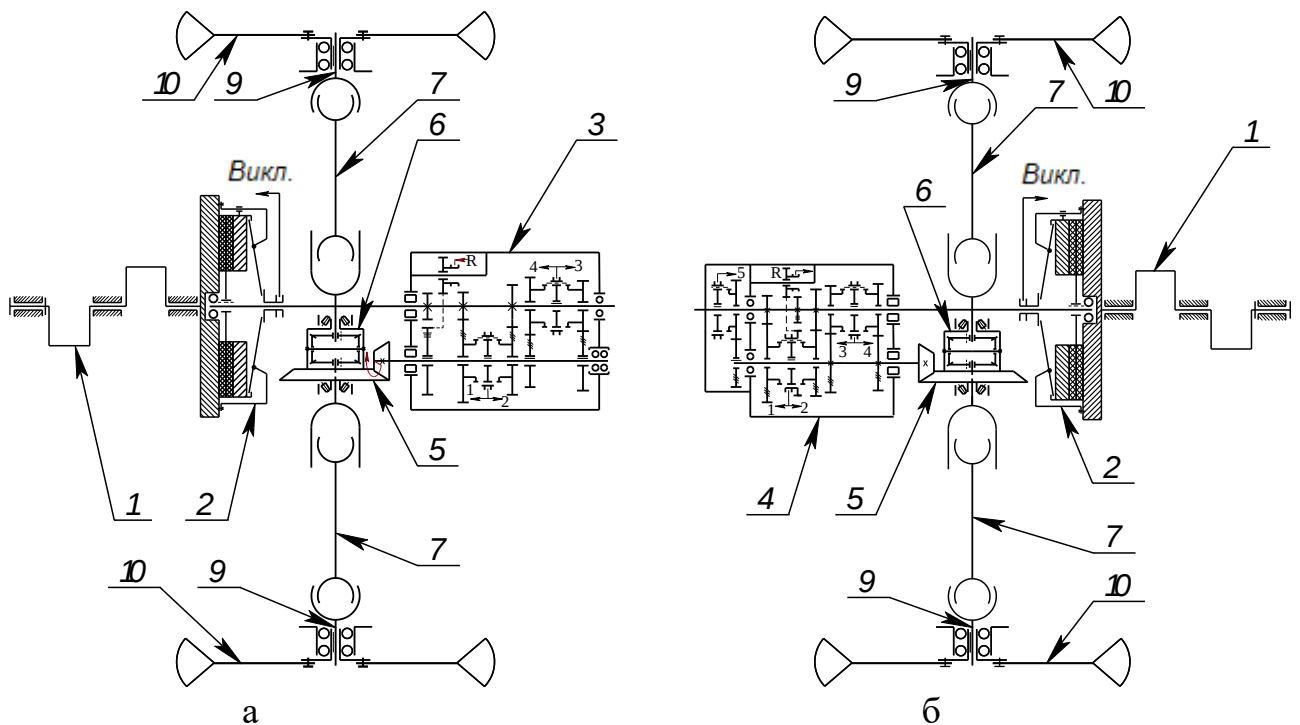


Рис. А3 – Кінематичні схеми трансмісій легкових і мало вантажних автомобілів з повздовжнім розташуванням двигуна: а – з приводом на передню вісь; б – з приводом на задню вісь; 5 – гіпоїдна головна передача; решта позначень див. на рис. А2

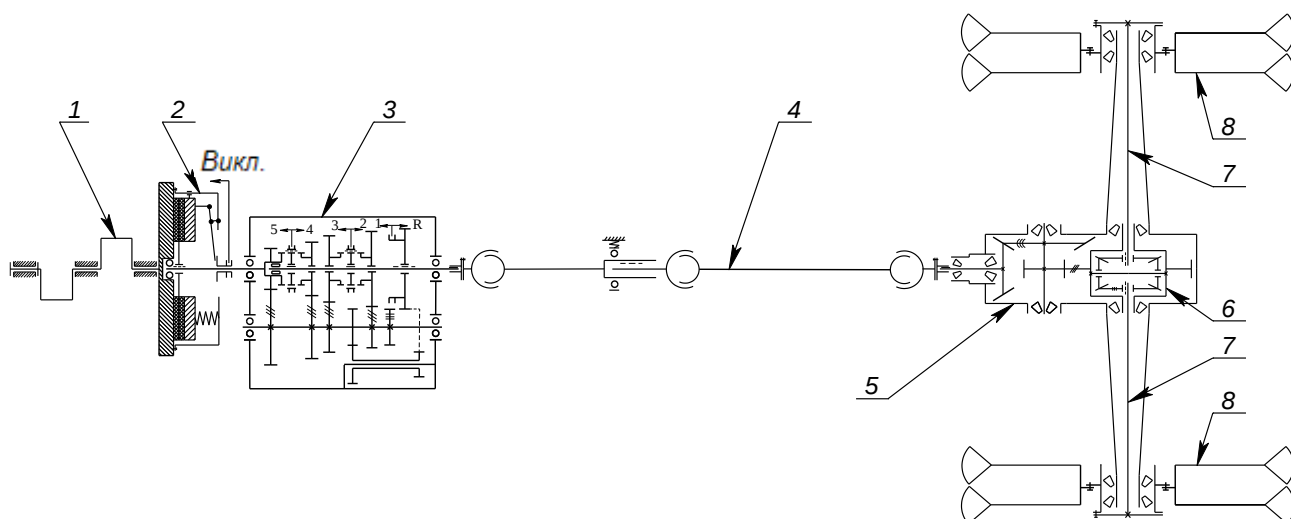


Рис. А4 – Кінематична схема трансмісії вантажного автомобіля:

1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – одно дискове зчеплення периферійними пружинами; 3 – п'яти ступінчаста три вальна коробка передач з двома синхронізаторами; 4 – карданна передача з трьома жорсткими шарнірами та проміжною опорою;
5 – подвійна центральна головна передача; 6 – симетричний диференціал; 7 – повністю розвантажена піввісь; 8 – ведуче колесо

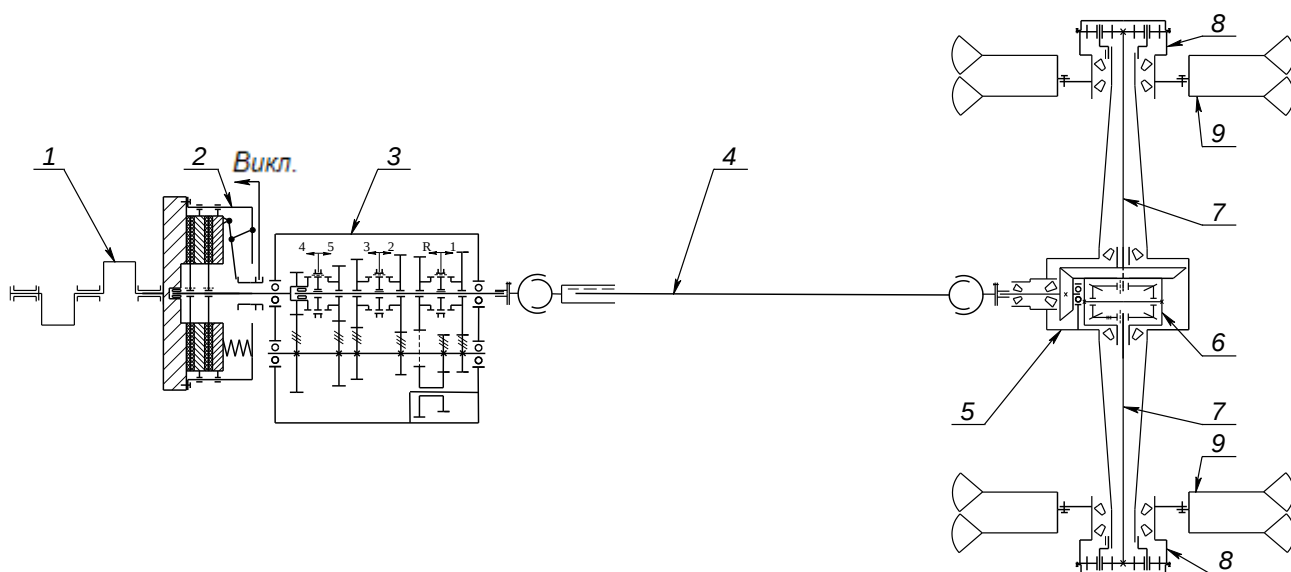


Рис. А5 – Кінематична схема трансмісії вантажного автомобіля:

1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – дводискове зчеплення периферійними пружинами; 3 – п'ятиступенева тривальна коробка передач з трьома синхронізаторами; 4 – карданна передача з двома жорсткими шарнірами; 5 – центральний редуктор подвійної рознесеної головної передачі; 6 – симетричний диференціал;
7 – повністю розвантажена піввісь; 8 – колісний редуктор головної передачі; 9 – ведуче колесо

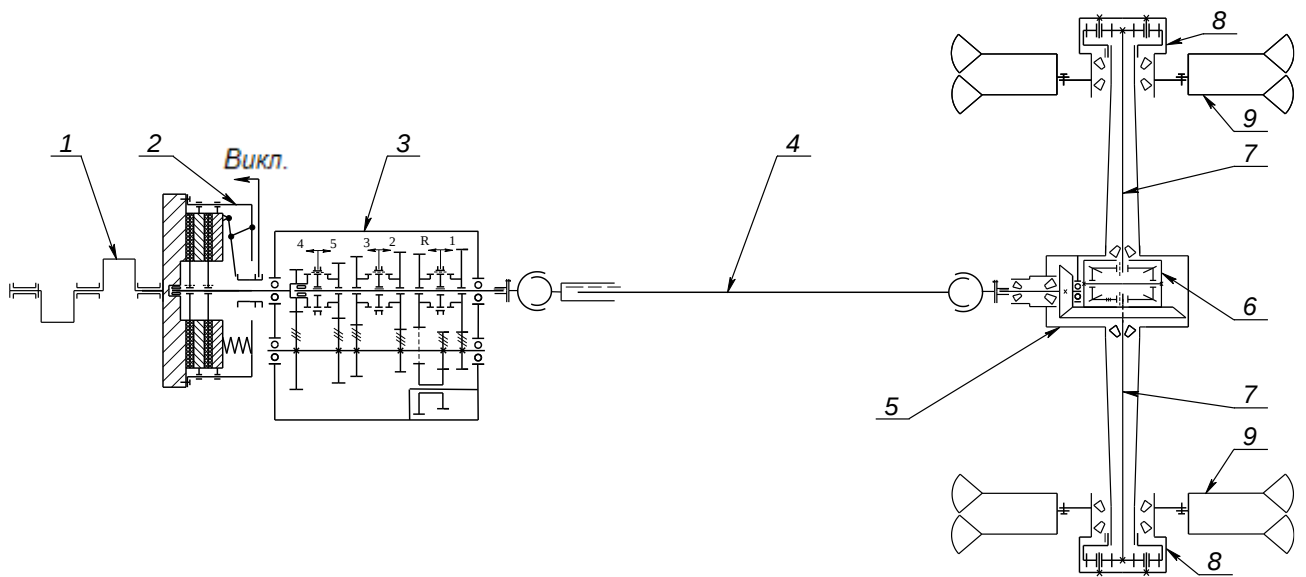


Рис. А6 – Кінематична схема трансмісії вантажного автомобіля:

1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – дводискове зчеплення з периферійними пружинами; 3 – п'ятиступенева тривальна коробка передач з трьома синхронізаторами; 4 – карданна передача з двома жорсткими шарнірами; 5 – центральний редуктор подвійної рознесеної головної передачі; 6 – симетричний диференціал; 7 – повністю розвантажена піввісь; 8 – колісний редуктор головної передачі; 9 – ведуче колесо

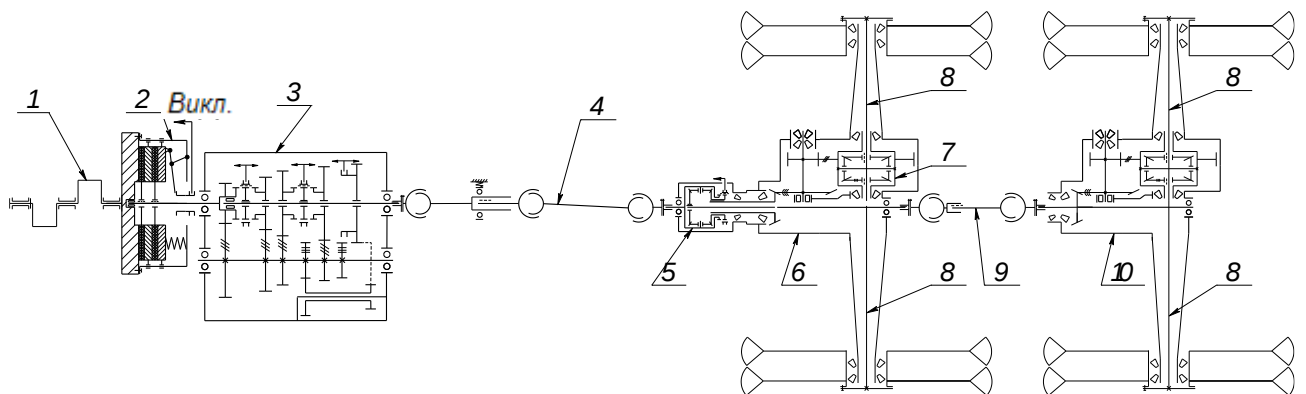


Рис. А7 – Кінематична схема трансмісії трьохвісного вантажного автомобіля з двома задніми ведучими мостами:

1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – дводискове зчеплення з периферійними пружинами; 3 – п'ятиступенева тривальна коробка передач з двома синхронізаторами; 4 – карданна передача з трьома жорсткими шарнірами та проміжною опорою; 5 – симетричний міжосьовий диференціал; 6 – прохідна подвійна центральна головна передача; 7 – симетричний міжколісний диференціал; 8 – повністю розвантажена піввісь; 9 – карданна передача з двома жорсткими шарнірами; 10 – подвійна центральна головна передача; 11 – ведуче колесо

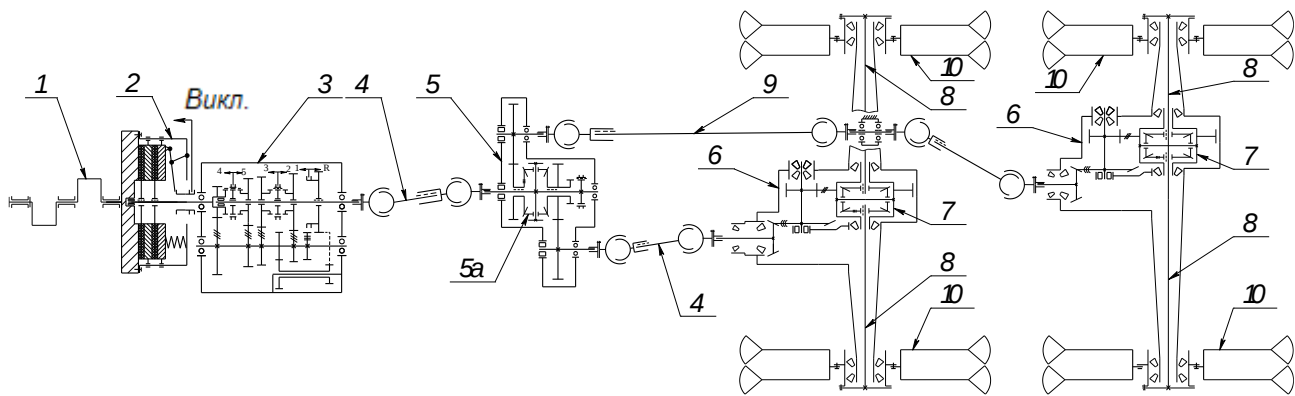


Рис. А8 – Кінематична схема трансмісії трьохвісного вантажного автомобіля з двома задніми ведучими мостами:

1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – дводискове зчеплення з периферійними пружинами; 3 – п'ятиступенева тривальна коробка передач з двома синхронізаторами; 4 – карданна передача з двома жорсткими шарнірами; 5 – роздавальна коробка; 5а – симетричний міжосьовий диференціал; 6 – подвійна центральна головна передача; 7 – симетричний міжколісний диференціал; 8 – повністю розвантажена піввісь; 9 – карданна передача з чотирма жорсткими шарнірами та проміжною опорою; 10 – ведуче колесо

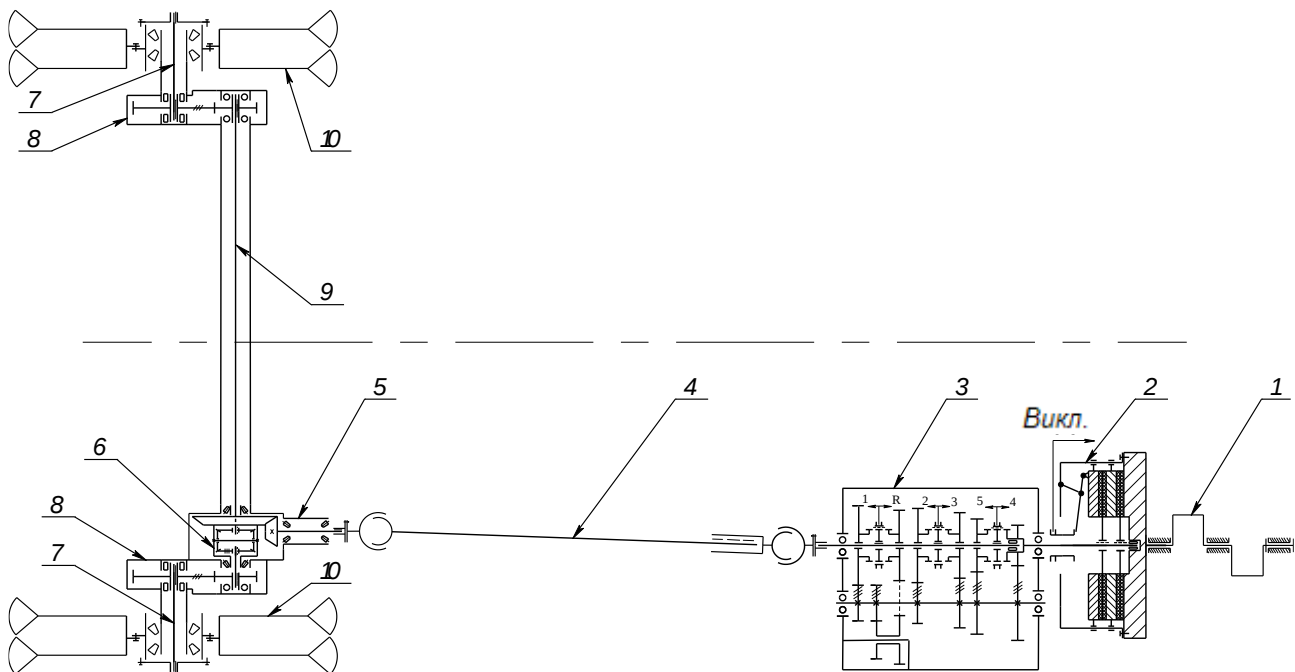


Рис. А9 – Кінематична схема трансмісії міського автобуса з низькою підлогою та розташуванням двигуна у задньому зв'язі:

1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – дводискове зчеплення з периферійними пружинами; 3 – п'ятиступенева тривальна коробка передач з трьома синхронізаторами; 4 – карданна передача з двома жорсткими шарнірами; 5 – центральний редуктор (з гіпоїдним зачепленням) подвійної рознесеної головної передачі; 6 – симетричний диференціал; 7 – повністю розвантажена піввісь; 8 – колісний редуктор головної передачі; 9 – вал; 10 – ведуче колесо

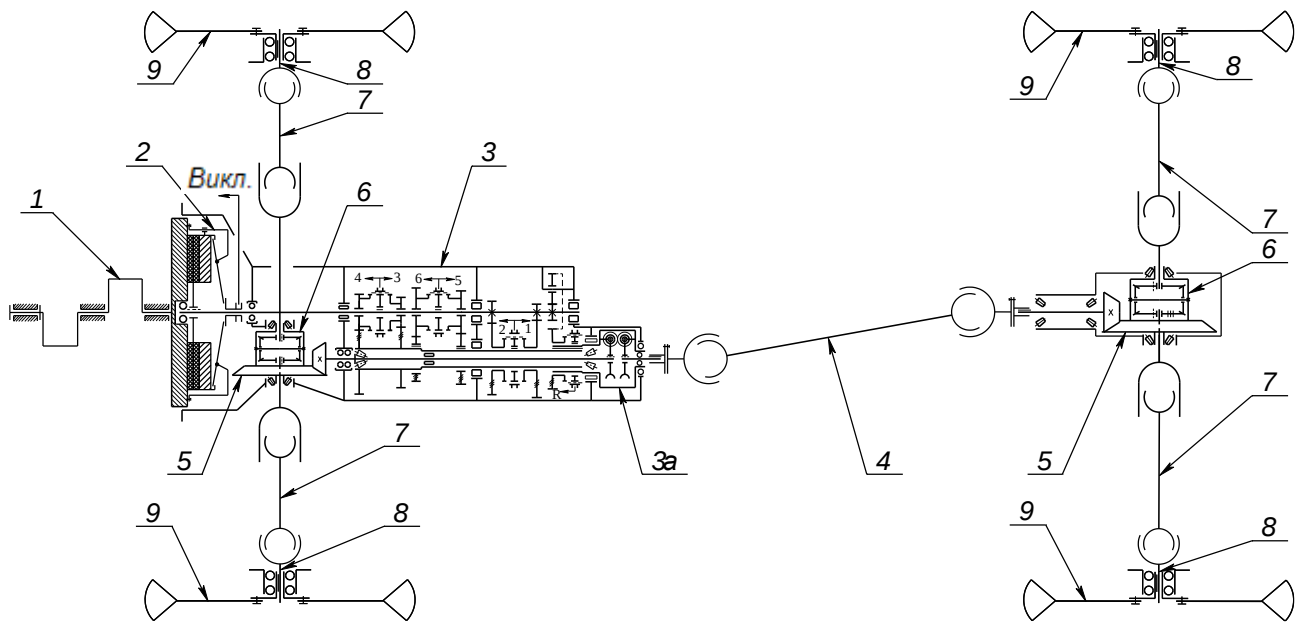


Рис. А10 – Кінематична схема трансмісії легкового автомобіля з приводом на дві осі без роздавальної коробки:

- 1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – однодискове зчеплення;
 3 – шестиступенева двовальна коробка передач з трьома синхронізаторами; 3а – симетричний міжосьовий диференціал підвищеного тертя (*Torsen*); 4 – двошарнірна карданна передача;
 5 – гіпоїдна головна передача; 6 – симетричний диференціал;
 7 – двошарнірний привод ведучих коліс; 8 – повністю розвантажена піввісь; 9 – ведуче колесо

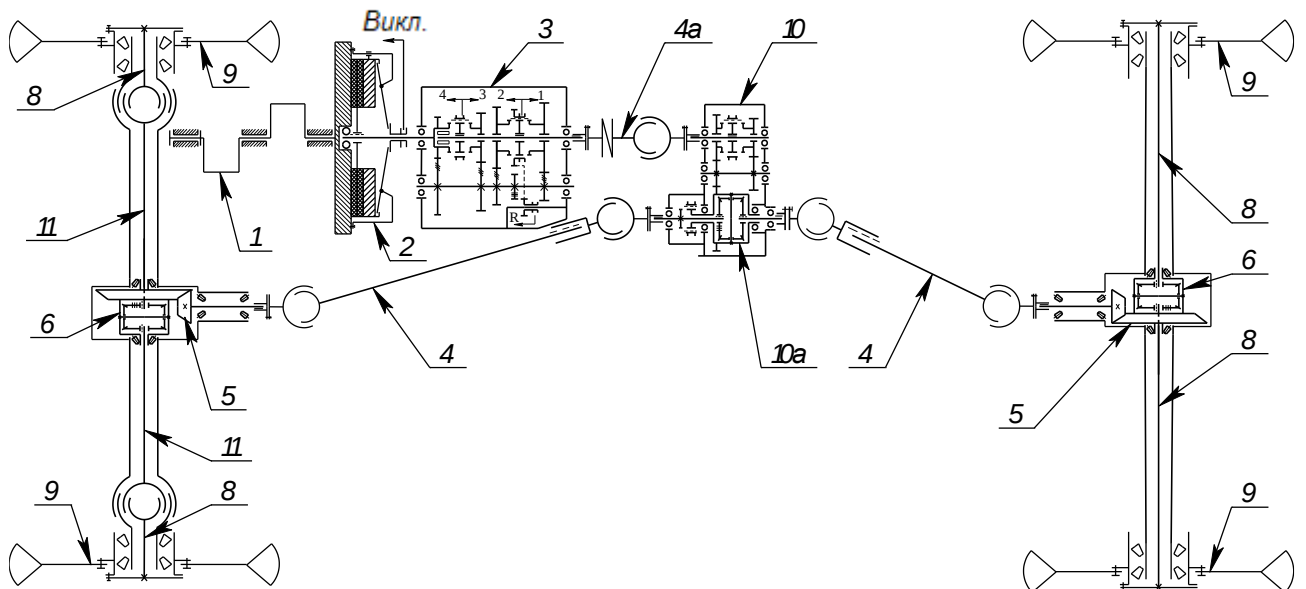


Рис. А11 – Кінематична схема трансмісій автомобіля з приводом на дві осі з роздавальною коробкою

- 3 – чотириступенева тривальна коробка передач з двома синхронізаторами; 4 – карданна передача з двома жорсткими шарнірами; 4а – карданна передача з еластичним та жорстким шарнірами; 10 – роздавальна коробка; 10а – симетричний міжосьовий диференціал; 11 – привод ведучих керованих коліс;
 решта позначень див. на рис. А10

Додаток Б

Приклади розрахунків зчеплень трансмісій автомобілів

Б1 Розрахунок зчеплення для легкового автомобіля

Таблиця Б1.1 – Функціональний розрахунок зчеплення з діафрагмової пружиною

Параметр	Познака	Розмірність	Значення
Максимальний момент двигуна	M_{emax}	Н·м	105,5
Коефіцієнт запасу зчеплення	β_c	—	1,2
Максимальний момент зчеплення	M_c	Н·м	160
Зовнішній діаметр накладки	D_n	мм	200
Внутрішній діаметр накладки	d_n	мм	140
Середній радіус тертя	r_{cp}	мм	86
Коефіцієнт тертя	μ	—	0,35
Кількість поверхонь тертя	i_μ	—	2
Зазор між поверхнями тертя у вимкненому зчепленні	δ_s	мм	0,75
Деформація веденого диска при включенні зчеплення	δ_d	мм	1
Хід натискного диска при вимкненні зчеплення	S_d	мм	2,5
Номінальне зусилля притискання	$P_{\text{ном}\Sigma}$	Н	3194
Тиск на накладках	q	МПа	0,20

Таблиця Б1.2 – Розрахунок діафрагмової пружини

Параметр	Познака	Розмірність	Значення
Номінальне зусилля	$P_{\text{ном}}$	Н	3194
Допустиме напруження пружини	$[\sigma]$	МПа	1400
Модуль пружності	E	МПа	220000
Відношення	$D_{\text{дп}}/d_{\text{дп}}$	—	1,245
Відношення	$H_{\text{дп}}/h_{\text{дп}}$	—	1,800
Товщина пружини	$h_{\text{дп}}$	мм	2,30
Зовнішній діаметр пружини (*)	$D_{\text{дп}}$	мм	203,3
Зовнішній діаметр пружини (**)	$D_{\text{дп}}$	мм	203,4
Внутрішній діаметр пружини	$d_{\text{дп}}$	мм	163,3
Висота пружини	$H_{\text{дп}}$	мм	4,15
Максимальна деформація пружини	λ_{max}	мм	6,45
Внутрішній діаметр пелюсток пруж.	$d_{\text{лп}}$	мм	78

Закінчення табл. Б1.2

Відношення	$D_{\text{дп}}/d_{\text{лп}}$	—	2,6
Передатне число пелюсток	$u_{\text{лп}}$	—	2,1
Передатне число пелюсток***	$u_{\text{лп}}$	—	3,1
* – розрахунок за формулою (2.22); ** – розрахунок за формулою (2.23); *** – у випадку пружини, що витягується			

Таблиця Б1.3 – Характеристика діафрагмової пружини

Деформація пружини	λ	Зусилля пружини	P	Напруження пружини	σ
	0		0		0
	0,50		1416		209
	1,00		2436		400
	1,50		3113		575
	2,00		3501		734
	2,50		3656		875
	3,00		3632		1000
	3,50		3483		1107
	4,00		3263		1198
	4,15		3194		1221
	4,50		3028		1272
	5,00		2831		1329
	5,50		2727		1370
	6,00		2771		1393
	6,65		3134		1399

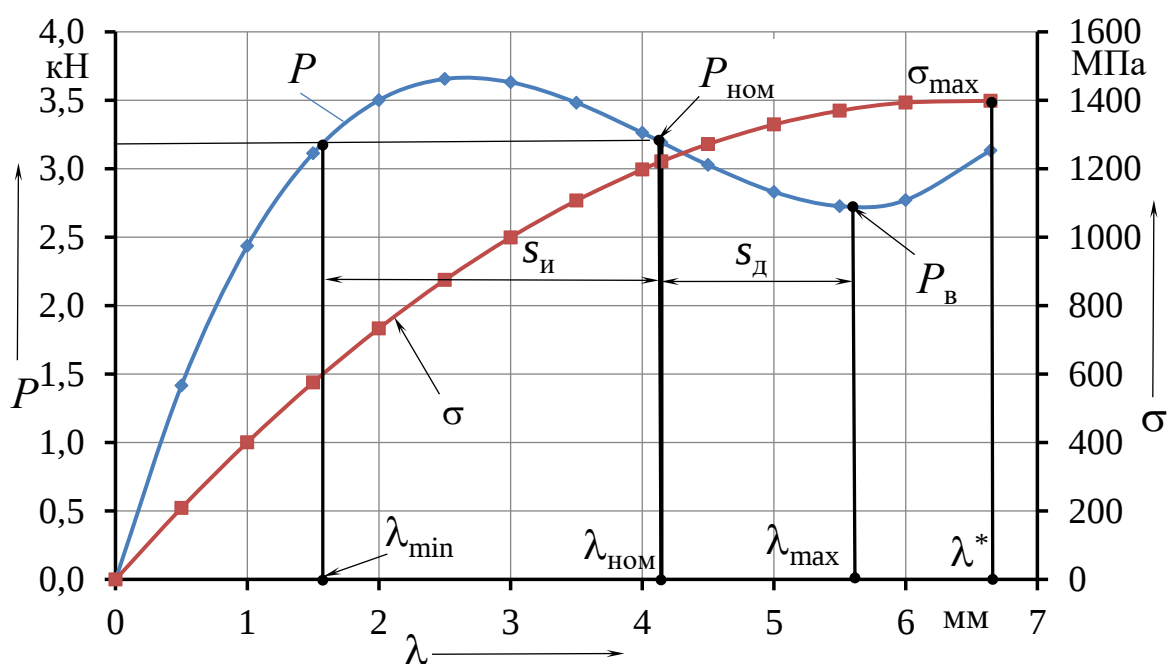


Рисунок Б1.1 - Характеристика діафрагмової пружини

Таблиця Б1.4 - Розрахунок деталей зчеплення та привода

Параметр	Познака	Розмірність	Значення
Момент зчеплення	M_c	Н·м	105,5
Хід натискного диска	s_d	мм	2,5
Натискної диск			
Зовнішній діаметр натискного диска	$D_{нд}$	мм	200
Внутрішній діаметр натискного диска	$d_{нд}$	мм	140
Емпіричний коефіцієнт	$k_{нд}$	—	0,06
Товщина натискного диска	$b_{D_{нд}}$	мм	12
Напрямні пристрої осевого переміщення дисків:			
Тангенційні пластини			
Коефіцієнт, що враховує кількість та розташування дисків	γ	—	0,5
Середній радіус розташування заклепок	r_{cp}	мм	110
Діаметр заклепки	$d_{зак}$	мм	8,3
Кількість заклепок (пакетів пластин)	$z_{п}$	—	3
Товщина тангенційної пластини	$\delta_{п}$	мм	2,00
Ширина тангенційної пластини	$b_{п}$	мм	14,4
Довжина тангенційної пластини	$l_{п}$	мм	78
Кількість тангенційних пластин в пакеті	$i_{п}$	—	1
Напруження зрізу заклепки	τ_{cp}	Н/мм ²	3
Напруження зминання заклепки	σ_{cm}	Н/мм ²	10
Напруження розтягування пластини	σ_p	Н/мм ²	13
Напруження вигину пластини	$\sigma_{и}$	Н/мм ²	518
Ведений диск			
Розрахунок заклепок			
Радіус розташування зовнішній	$r_{зак1}$	мм	90
Радіус розташування внутрішній	$r_{зак2}$	мм	80
Середній радіус розташування заклепок	$r_{зак p}$	мм	81
Кількість заклепок	$z_{зак1}$	—	12
Кількість заклепок	$z_{зак2}$	—	12
Діаметр заклепки	$d_{зак}$	мм	3
Товщина веденого диску	$s_{вд}$	мм	1
Напруження зрізу заклепки	τ_{cp}	МПа	4
Напруження зминання заклепки	σ_{cm}	МПа	9
Розрахунок шліців маточини			
Діаметр первинного вала	$d_{вн}$	мм	13
Емпіричний коефіцієнт	c	—	0,815
Допустиме напруження кручення	$[\tau]$	МПа	200

Закінчення табл. Б1.4

Зовнішній діаметр шліців	$D_{\text{шл}}$	мм	25
Внутрішній діаметр шліців	$d_{\text{шл}}$	мм	21
Товщина зуба шліца	b	мм	5
Кількість шліців	$z_{\text{шл}}$	—	6
Робоча площа поверхонь шліцевого з'єднання	$F_{\text{шл}}$	мм ²	252
Середній радіус прямо бічного шліцевого з'єднання	$r_{\text{ср}}$	мм	11,5
Робоча висота шліців	$h_{\text{шл}}$	мм	1,4
Робоча довжина шліців	$l_{\text{шл}}$	мм	30
Фаска шліців	$f_{\text{шл}}$	мм	0,3
Закруглення шліців	$r_{\text{шл}}$	мм	0,3
Напруження зминання	$\sigma_{\text{см}}$	МПа	36
Напруження плинності	$\sigma_{\text{т}}$	МПа	800
Коефіцієнт запасу міцності	n_3	—	3
Коефіцієнт концентрації навантаження від закручування вала.	$K_{\text{кр}}$	—	1,384
Коефіцієнт, що враховує концентрацію навантаження у зв'язку з похибками виготовлення	$K_{\text{п}}$	—	1,3
Допустиме напруження зминання	$[\sigma_{\text{см}}]$	МПа	148
Визначення параметрів привода			
Робота відведення натискного диска	$W_{\text{уп}}$	Дж	7
ККД привода керування зчеплення	$\eta_{\text{п}}$	—	0,85
Робота водія при вимкненні зчеплення	$W_{\text{в}}$	Дж	9
Допустиме значення роботи	$[W_{\text{в}}]$	Дж	30
Коефіцієнт підсилення	$k_{\text{п}}$	—	1
Робота водія при вимкненні зчеплення	$W_{\text{в}}$	Дж	9
Розміри важелів привода керування зчепленням	a	мм	55
	b	мм	300
	c	мм	50
	d	мм	130
Передатне число привода	$u_{\text{п}}$	—	30
Проміжок	Δ	мм	0
Максимальне зусилля на педалі	$P_{\text{пед}}$	Н	125
Хід педалі зчеплення	$S_{\text{пед}}$	мм	75

Таблиця Б1.5 – Розрахунок параметрів довговічності зчеплення

Параметри	Познака	Розмірність	Значення
Повна маса автомобіля	$m_{\text{а}}$	кг	1400
Максимальний момент двигуна	$M_{\text{емах}}$	Н·м	105,5

Закінчення табл. Б1.5

Передатні числа:			
Коробки передач	$u_{к1}$	—	3,49
	—	—	—
Головної передачі	u_0	—	3,91
Динамічний радіус колеса	r_d	м	0,285
Момент інерції автомобіля, приведений до первинного вала коробки передач	J_a	Н·м ²	0,611
Коефіцієнт опору дороги	ψ_1	—	0,02
	ψ_2	—	0,16
Момент опору руху автомобіля, наведений до колінчастого вала двигуна	$M_{\psi 1}$	Н·м	5,7
	$M_{\psi 2}$	Н·м	45,9
Кутова швидкість колінчастого вала двигуна при рушанні автомобіля з місця	ω_0	1/с	262
Кутова швидкість колінчастого вала двигуна при максимальному моменті	ω_m	1/с	314
Робота буксування зчеплення	$W_{\psi 1}$	Дж	22109
Робота буксування зчеплення	$W_{\psi 2}$	Дж	37004
Площа тертя зчеплення	F_μ	см ²	160,1
Питома робота тертя	$a_b(\psi_1)$	Дж/см ²	69,0
Питома робота тертя	$a_b(\psi_2)$	Дж/см ²	116
Питома масова теплоємність чавуну	c_T	Дж/(кг·К)	481,5
Щільність чавуна	$\rho_{ч}$	кг/м ³	7820
Маса натискного диску	$m_{нд}$	кг	2,25
Емпіричний коефіцієнт маси натискного диску	$k_{мд}$	—	1,50
Збільшення середньої температури	ΔT	К	10,2

Б2 Розрахунок зчеплення для вантажного автомобіля

Таблиця Б2.1 – Функціональний розрахунок дводискового зчеплення

Параметр	Познака	Розмірність	Значення
Максимальний момент двигуна	M_{emax}	Н·м	637,6
Коефіцієнт запасу зчеплення	β_c	—	2,89
Максимальний момент зчеплення	M_c	Н·м	1843

Продовження табл. Б2.1

Зовнішній діаметр накладки	D_H	мм	350
Внутрішній діаметр накладки	d_H	мм	200
Середній радіус тертя	r_{cp}	мм	141
Коефіцієнт тертя	μ	—	0,3
Кількість ведених дисків	i_d	—	2
Кількість поверхонь тертя	i_μ	—	4
Зазор між поверхнями тертя у вимкненому зчепленні	δ_S	мм	0,5
Деформація веденого диска при включенні зчеплення	δ_d	мм	1,1
Хід натискного диска при вимкненні зчеплення	S_d	мм	4,2
Номінальне зусилля притискання	$P_{ном\Sigma}$	Н	10897
Тиск на накладках	q	МПа	0,17

Таблиця Б2.2 – Розрахунок циліндричних гвинтових пружин

Параметр	Познака	Розмірність	Значення
Номінальне значення зусилля однієї пружини	$P_{ном}$	Н	454
Кількість пружин	$z_{пр}$	—	24
Жорсткість пружини	c	Н/мм	21,6
Зазор між поверхнями тертя у вимкненому зчепленні	δ_S	мм	0,5
Деформація веденого диска при включенні зчеплення	δ_d	мм	1,1
Хід натискного диска при вимкненні зчеплення	s_d	мм	4,2
Максимальне значення зусилля однієї пружини	P_{max}	Н	545
Відношення	$D_{пр}/d_{пр}$		6,9
Діаметр дроту пружини	$d_{пр}$	мм	5,5
Діаметр пружини	$D_{пр}$	мм	38,0
Коефіцієнт, що враховує кривизну витків	k_τ	—	1,2162491
Допустима величина дотичних напружень	$[\tau]$	МПа	400
Модуль пружності другого роду	G	МПа	80000
Кількість робочих витків пружини	$n_{пр}$	—	7,50
Кількість підтиснених витків	$n_{пш}$	—	2

Продовження табл. Б2.2

Повна кількість витків	n_{Π}	—	9,5
Довжина повністю стиснутої пружини	H	мм	46,8
Мінімальний зазор між витками пружини	$\delta_{\text{вп}}$	мм	3,9
Крок між витками ненавантаженої пружини	h	мм	12,76
Довжина ненавантаженої пружини	H_0	мм	101

Таблиця Б2.3 – Розрахунок характеристики пружини

Параметр	Познака	Розмірність	Значення
Деформація пружини при $P_{\text{ном}}$ (при включеному зчепленні)	$f_{\text{ном}}$	мм	21
Деформація пружини при вимкнутому зчепленні	$f_{\text{мах}}$	мм	25,2
Деформація пружини при повністю стиснутої пружині	f^*	мм	54,5
Номінальне значення зусилля однієї пружини	$P_{\text{ном}}$	Н	454
Сила пружини при вимкнутому зчепленні	$P_{\text{мах}}$	Н	545
Сила повністю стиснутої пружини	P^*	Н	1177
Найбільше дотичне напруження	τ^*	МПа	832

Таблиця Б2.4 – Розрахунок деталей зчеплення та привода

Параметр	Познака	Розмірність	Значення
Момент зчеплення	M_c	Н·м	637,6
Хід натискного диска	s_d	мм	4,2
Натискний (Проміжний) диск			
Зовнішній діаметр натискного диска	$D_{\text{нд}}$	мм	350
Внутрішній діаметр натискного диска	$d_{\text{нд}}$	мм	200
Емпіричний коефіцієнт	$k_{\text{нд}}$	—	0,055
Товщина натискного диска	$b_{\text{Дн}}$	мм	19,25
Напрявні пристрої осевого переміщення дисків			
Виступи чи шипи натискного диска			
Середній радіус розташування контакта	$r_{\text{ср}}$	мм	175
Площа контакта	s_k	мм ²	90
Кількість контактів	z_k	—	3
Коефіцієнт, що враховує кількість та розташування дисків	γ	—	0,5
Напруження зминання	$\sigma_{\text{см}}$	МПа	7

Продовження табл. Б2.4

Тангенційні пластини			
Середній радіус розташування заклепок	$r_{\text{ср}}$	мм	185
Діаметр заклепки	$d_{\text{зак}}$	мм	11,1
Кількість заклепок (пакетів пластин)	$z_{\text{п}}$	—	3
Товщина тангенційної пластини	$\delta_{\text{п}}$	мм	2,80
Ширина тангенційної пластини	$b_{\text{п}}$	мм	19,3
Довжина тангенційної пластини	$l_{\text{п}}$	мм	120
Кількість тангенційних пластин в пакеті	$i_{\text{п}}$	—	1
Напруження зрізу заклепки	$\tau_{\text{ср}}$	Н/мм ²	6
Напруження зминання заклепки	$\sigma_{\text{см}}$	Н/мм ³	19
Напруження розтягування пластини	$\sigma_{\text{р}}$	Н/мм ⁴	25
Напруження вигину пластини	$\sigma_{\text{и}}$	Н/мм ⁵	518
Модуль пружності	E	МПа	210000
Ведений диск			
Розрахунок заклепок			
Радіус розташування зовнішній	$r_{\text{зак1}}$	мм	165
Радіус розташування внутрішній	$r_{\text{зак2}}$	мм	110
Середній радіус розташування заклепок	$r_{\text{зак р}}$	мм	119
Кількість заклепок	$z_{\text{зак1}}$	—	12
Кількість заклепок	$z_{\text{зак2}}$	—	12
Діаметр заклепки	$d_{\text{зак}}$	мм	3
Товщина веденого диску	$s_{\text{вд}}$	мм	1
Напруження зрізу заклепки	$\tau_{\text{ср}}$	МПа	16
Напруження зминання заклепки	$\sigma_{\text{см}}$	МПа	37
Розрахунок шліців маточини			
Діаметр первинного вала коробки передач	$d_{\text{вн}}$	мм	24
Емпіричний коефіцієнт	c	—	0,815
Допустиме напруження кручення	$[\tau]$	МПа	200
Зовнішній діаметр шліців	$D_{\text{шл}}$	мм	25
Внутрішній діаметр шліців	$d_{\text{шл}}$	мм	21
Товщина зуба шліца	b	мм	5
Кількість шліців	$z_{\text{шл}}$	—	6
Робоча площа поверхонь шліцевого з'єднання	$F_{\text{шл}}$	мм ²	252
Середній радіус прямо бічного шліцевого з'єднання	$r_{\text{ср}}$	мм	11,5
Робоча висота шліців	$h_{\text{шл}}$	мм	1,4
Робоча довжина шліців	$l_{\text{шл}}$	мм	30
Фаска шліців	$f_{\text{шл}}$	мм	0,3

Закінчення табл. Б2.4

Закруглення шліців	$r_{\text{шл}}$	мм	0,3
Напруження зминання	$\sigma_{\text{см}}$	МПа	220
Напруження плинності	$\sigma_{\text{т}}$	МПа	800
Коефіцієнт запасу міцності	n_z	—	3
Коефіцієнт концентрації навантаження від закручування вала.	$K_{\text{кр}}$	—	1,384
Коефіцієнт, що враховує концентрацію навантаження у зв'язку з похибками виготовлення	$K_{\text{п}}$	—	1,3
Допустиме напруження зминання	$[\sigma_{\text{см}}]$	МПа	148
Розрахунок віджимного важеля			
Кількість віджимних важелів	z_p	—	3
Ширина небезпечного перерізу	b_p	мм	8
Висота небезпечного перерізу	a_p	мм	20
Діаметр отвору під підшипник	d_p	мм	10
Осьовий момент опору небезпечного перерізу	$W_{\text{и}(x-x)}$	мм ³	467
Коротке плече віджимного важеля	e	мм	18
Довге плече віджимного важеля	f	мм	62
Передатне число віджимного важеля	$u_{\text{ор}}$	—	3,5
Напруження згину у небезпечному перерізі	$\sigma_{\text{и}}$	МПа	168
Визначення параметрів привода			
Робота відведення натискного диска	$W_{\text{уп}}$	Дж	50
ККД привода керування зчеплення	$\eta_{\text{п}}$	—	0,85
Робота водія при вимкненні зчеплення	$W_{\text{в}}$	Дж	59
Допустиме значення роботи водія	$[W_{\text{в}}]$	Дж	30
Коефіцієнт підсилення	$k_{\text{п}}$	—	2
Робота водія при вимкненні зчеплення з підсилювачем	$W_{\text{в}}$	Дж	30
Розміри важелів привода керування зчепленням	a	мм	50
	b	мм	300
	c	мм	50
	d	мм	80
Передатне число привода	$u_{\text{п}}$	—	33,6
Проміжок	Δ	мм	2
Максимальне зусилля на педалі	$P_{\text{пед}}$	Н	191
Хід педалі зчеплення	$s_{\text{пед}}$	мм	143

Таблиця Б2.5 – Розрахунок показників зносостійкості зчеплення

Параметр	Познака	Розмірність	Значення
Повна маса автомобіля	m_a	кг	7400
Максимальний момент двигуна	M_{emax}	Н·м	637,6
Передатні числа			
Коробки передач	u_{k1}	—	6,67
	u_{k2}	—	4,1
Головної передачі	u_0	—	6,4
Динамічний радіус колеса	r_d	м	0,445
Момент інерції автомобіля, приведений до первинного вала коробки передач	J_a	Н·м ²	0,804
Коефіцієнт опору дороги	ψ_1	—	0,02
	ψ_2	—	0,160
Момент опору руху автомобіля, наведений до колінчастого вала двигуна	$M_{\psi 1}$	Н·м	15,1
	$M_{\psi 2}$	Н·м	121,1
	$M_{\psi 3}$	Н·м	24,6
Кутова швидкість колінчастого вала двигуна при рушанні автомобіля з місця	ω_0	1/с	240
Кутова швидкість колінчастого вала двигуна при максимальному моменті	ω_m	1/с	250
Робота буксування зчеплення	$W_{(\psi 1)}$	Дж	23789
	$W_{(\psi 2)}$	Дж	28668
Площа тертя зчеплення	F_μ	см ²	647,6
Питома робота тертя	$a_{\delta (y1)}$	Дж/см ²	9,2
	$a_{\delta (y2)}$	Дж/см ²	11,1
Питома масова теплоємність чавуну	c_T	Дж/(кг·К)	481,5
Щільність чавуна	$\rho_{\text{ч}}$	кг/м ³	7150
Маса натискного диску	$m_{\text{нд}}$	кг	12,03
Емпіричний коефіцієнт маси натискного диску	$k_{mд}$	—	1,35
Збільшення середньої температури	ΔT	град	2,1

Додаток В
Приклади розрахунків коробок передач
В1 Розрахунки коробок передач легкових автомобілів

Таблиця В1.1 – Функціональний розрахунок двовальної коробки передач легкового автомобіля

Параметр	Поз-нака	Розмір-ність	Значення				
Початкові дані							
Максимальний крутний момент двигуна	M_{emax}	Н·м	78,5				
Передатні числа коробки (за тяговим розрахунком)	$u_{\text{к}}$	—	$u_{\text{к1}}$	$u_{\text{к2}}$	$u_{\text{к3}}$	$u_{\text{к4}}$	$u_{\text{к5}}$
			3,451	2,057	1,334	0,968	0,848
Визначення міжосьової відстані							
Емпіричний коефіцієнт	k	—	15,8				
Міжосьова відстань	$a_{\text{ω}}$	мм	67,65				
Геометричні параметри шестерні							
Нормальний модуль	m_{ni}	—	2,25	2,25	2	2	2
Емпіричний коефіцієнт	k_b	—	0,25	0,25	0,25	0,25	0,22
Ширина шестерні	$b_{\text{ши}}$	мм	17	17	17	17	15
Кут нахилу зубців (попереднє значення)	$\beta_{\text{при}}$	рад	0,429	0,429	0,378	0,378	0,432
		град	24,57	24,569	21,690	21,690	24,76
Визначення кількості зубців							
Сумарна кількість зубців зачеплення (попереднє значення)	$z_{\Sigma \text{при}}$	—	—	54,69	62,866	62,866	61,43
Сумарна кількість зубців зачеплення (прийняте)	$z_{\Sigma i}$	—	49	55	63	63	61
Уточненні значення кутів нахилу зубців	β_i	рад	0,618	0,416	0,373	0,373	0,447
		град	35,45	23,86	21,38	21,38	25,63
Осьове перекриття	ε_i	—	1,39	0,97	0,99	0,99	1,03

Закінчення табл. В1.1

Кількість зубців шестерні	$z_{ш}$	—	$z_{ш1}$	$z_{ш3}$	$z_{ш5}$	$z_{ш7}$	$z_{ш9}$
			11	18	27	32	33
Кількість зубців колеса	z_k	—	z_{k2}	z_{k4}	z_{k6}	z_{k8}	z_{k10}
			38	37	36	31	28
Уточненні значення передатних чисел	u_k	—	u_{k1}	u_{k2}	u_{k3}	u_{k4}	u_{k5}
			3,455	2,056	1,333	0,969	0,848
Неточність передатних чисел	$\delta_{u\%}$	%	-0,1	0,1	0,0	-0,1	0,0

Таблиця В1.2 – Функціональний розрахунок тривальної коробки передач легкового автомобіля

Параметр	Поз-нака	Розмір-ність	Значення					
Початкові дані								
Максимальний крутний момент двигуна	M_{emax}	Н·м	106,0					
Передатні числа коробки (за тяговим розрахунком)	u_k	—	$u_{пз}$	$u_{к1}$	$u_{к2}$	$u_{к3}$	$u_{к5}$	$u_{к4}$
				3,75	2,3	1,49	0,8	1
Визначення міжосьової відстані								
Емпіричний коефіцієнт	k	—	14,37					
Міжосьова відстань	a_{ω}	мм	68,00					
Геометричні параметри шестерні								
Нормальний модуль	m_{ni}	мм	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	
Емпіричний коефіцієнт	k_b	—	0,235	0,25	0,24	0,235	0,235	
Ширина шестерні	b_i	мм	16	17,00	16,3	16	16	
Кут нахилу зубців (попереднє значення)	$\beta_{при}$	рад	0,513	0,48	0,5025	0,5128	0,513	
		град	29,39	27,51	28,804	29,397	29,4	
Визначення кількості зубців								
Кількість зубців зачеплення (попереднє значення)	$z_{\Sigma при}$	—	47	48	48	47	47	

Закінчення табл. В1.2

Кількість зубців зачеплення (прийняте)	$z_{\Sigma i}$	—		46	48	47	47	47
Уточненні значення кутів нахилу зубців	β_i	рад		0,56	0,49	0,53	0,53	0,53
		град		32,28	28,08	30,248	30,248	30,248
Осьове перекриття	ε_i	—		1,09	1,02	1,05	1,03	1,03
Кількість зубців шестерні	$z_{ш}$	—	$z_{шпз}$		$z_{ш1}$	$z_{ш3}$	$z_{ш5}$	$z_{ш7}$
			17		15	20	25	32
Кількість зубців колеса	z_k	—	$z_{кпз(пр)}$	$z_{кпз}$	$z_{к2}$	$z_{к4}$	$z_{к6}$	$z_{к8}$
			29	29	33	27	22	15
Уточненні значення передатних чисел	u_k	—	$u_{пз(пр)}$	$u_{пз}$	$u_{к1}$	$u_{к2}$	$u_{к3}$	$u_{к5}$
			1,705	1,706	3,753	2,303	1,501	0,800
Неточність передатних чисел	$\delta_{u\%}$	%			-0,1	-0,1	-0,8	0,0

В2 Розрахунки коробок передач вантажних автомобілів

Таблиця В2.1 – Функціональний розрахунок тривальної коробки передач вантажного автомобіля

Параметр	Поз-нака	Розмір-ність	Значення				
Початкові дані							
Максимальний крутний момент двигуна	M_{emax}	Н·м	284,5				
Передатні числа коробки (за тяговим розрахунком)	u_k	—		u_{k1}	u_{k2}	u_{k3}	u_{k4}
			6,55	3,09	1,71	1	
Визначення міжосьової відстані							
Емпіричний коефіцієнт	k	—	16,821				
Міжосьова відстань	a_{ω}	мм		110,63			
Геометричні параметри шестерні							
Нормальний модуль	m_n	мм		3,5	4,25	3,5	3,5
Емпіричний коефіцієнт	k_b	—		0,18	0,22	0,18	0,2
Ширина шестерні	$b_{ш}$	мм		20	24	20	22

Закінчення табл. В2.1

Кут нахилу зубців (попереднє значення)	$\beta_{\text{пр}}$	рад		0,5817	0,5896	0,5818	0,5231
		град		33,349	33,8	33,35	29,985
Визначення кількості зубців							
Кількість зубців зацеплення (попереднє значення)	$z_{\Sigma\text{пр}}$	—		53	43	53	55
Кількість зубців зацеплення (прийняте)	z_{Σ}	—		58	52	57	58
Уточненні значення кутів нахилу зубців	β	рад		0,41	0,00	0,45	0,41
		град		23,454	0,000	25,638	23,454
Осьове перекриття	ε	—		0,72	0,00	0,79	0,80
Кількість зубців шестерні	$z_{\text{ш}}$	—	$z_{\text{шпз}}$		$z_{\text{ш1}}$	$z_{\text{ш3}}$	$z_{\text{ш5}}$
			17		14	25	34
Кількість зубців колеса	$z_{\text{к}}$	—	$z_{\text{кпз}}$	$z_{\text{кпз}}$	$z_{\text{к2}}$	$z_{\text{к4}}$	$z_{\text{к6}}$
			41	41	38	32	24
Уточненні значення передатних чисел	$u_{\text{к}}$	—	$u_{\text{пз}}$	$u_{\text{пз}}$	$u_{\text{к1}}$	$u_{\text{к2}}$	$u_{\text{к3}}$
			2,413	2,412	6,546	3,087	1,702
Неточність передатних чисел	$\delta_{u\%}$	%			0,1	0,1	0,4

Додаток Г

Типи фланців вилок карданних шарнірів

Фланцеве з'єднання карданних шарнірів це пара фланців стягнутих бовтами. На одному фланці виконано бурт (рис. Г.1), а на другому виточку (рис. Г.2) для центрування з'єднання. Конструктивно вони поділяються на 13 типів (табл. Г.1).

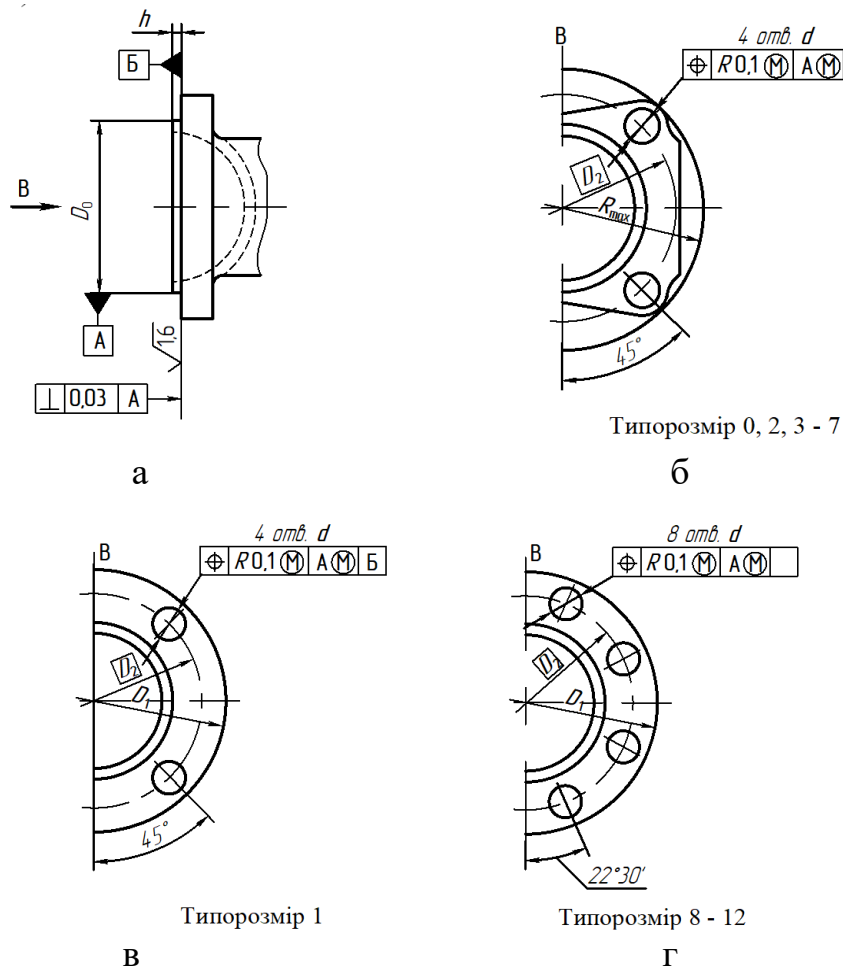


Рисунок Г.1 – Типи фланців вилок карданних шарнірів з приєднувальними поверхнями та буртом для центрування

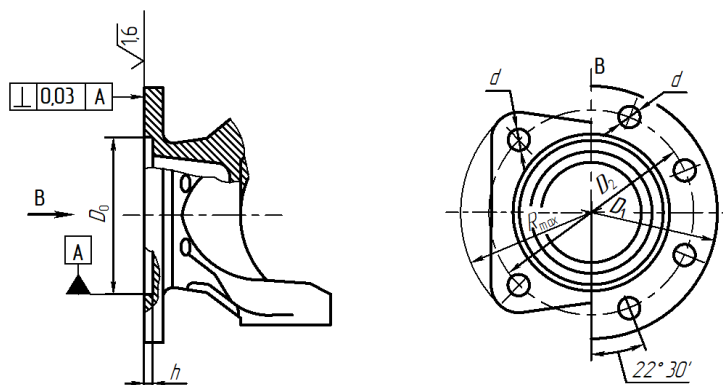


Рисунок Г.2 – Типи фланців вилок карданних шарнірів з приєднувальними поверхнями та виточкою для центрування

Таблиця Г.1 – Основні параметри фланців з приєднувальними поверхнями

Типорозмір	Номер рисунка	$D_{1\max}$	$R_{\max}$	D_0		D_2	h		Кількість отворів	d	
				Номін.	Посадка в сполученні		Номін.	Поле допуску		Номін.	Поле допуску
0	Г16	-	47	37,0	$\left(\frac{H_7}{h_7}\right)$	70	4,0	h_{14}	4	10,1	$B12^*$
1	Г.1в	87,5; 89	-	57,15		69; 87	2,5			8,0	
2*	Г1.6	-	49	47,6		80	4,5			8,1	
3	Г.16		53	60,0			2,0; 1,5			10,1	
4			62	70,0	96; 95	2,5	12,1				
5			69	80,0	110	3,0	12,1				
6			74	95,0	120	2,5	14,1				
7			86	95	140		16,1;16,5				
8	Г.1г	150	-	90	$\frac{H_8}{h_8}$	130	3,0	h_{14}	8, 10	12,1	$B12$
9		175,0		132,0	$\left(\frac{H_8}{h_8}\right)$	155		h_{14}	8; 12	12,1; 10,1	$B12^*$
10*		180,0		110,0	$\left(\frac{H_8}{h_8}\right)$	155	3,5	h_{14}	8; 10	14,1; 16	$B12$

Закінчення табл. Г.1

11	Г.1Г	205,0		198,0	$\frac{H_8}{h_8}$	185	3,0	h_{14}	8; 12	12,1; 10,1	B_{12}^*
12		203,0		223,0	$\left(\frac{H_8}{h_8}\right)$	205	4,0			16,1; 14,1	
* Фланець центрується по поверхні виточки глибиною 4,5 ^{+1,0} мм.											

Таблиця Г2.1 – Розрахунок карданної передачі легкового автомобіля

Розрахунок карданного вала			
Параметр	Познака	Розмірність	Значення
Повна вага автомобіля	G_a	Н	13685
Максимальний крутний момент двигуна	M_{emax}	Н·м	95
Частота обертання вала двигуна при M_{emax}	n_M	об/хв	3400
Максимальна частота обертання вала двигуна	n_{emax}	об/хв	5600
Передатне число першої передачі	u_{k1}	—	3,75
Передатне число передачі на якій досягається максимальна швидкість	u_{kv}	—	1
Передатне число головної передачі	u_0	—	4,3
Максимальна швидкість автомобіля	v_{amax}	км/год	140
Радіус кочення колеса	r_k	м	0,28
Визначення розрахункового моменту			
Максимальний крутний момент двигуна на карданному валу	M	Н·м	356
Нормальна реакція на ведучу вісь	R_z	Н	6200
Коефіцієнт зчеплення	φ	—	1
Коефіцієнт перерозподілу вертикальних реакцій	m_{z2}	—	1,3
Момент зчеплення ведучих коліс з дорогою на карданному валу	M_φ	Н·м	2257
Величина крутного моменту, що передається	M_r	Н·м	356
Розрахунок карданного вала			
Внутрішній діаметр труби вала	d	м	0,0660
Товщина стінки	δ	м	0,002
Зовнішній діаметр труби вала	D	м	0,0700
Коефіцієнт запасу за критичною частотою	$k_{\text{кр}}$	—	1,6
Максимальна частота обертання карданного вала	$n_{\text{кард, max}}$	об/хв	5704

Продовження табл. Г2.1

Критична частота обертання карданного вала	$n_{кр}$	об/хв	9126
Допустима довжина вала	$L_{кmax}$	м	1,118
Компонувальна довжина карданної передачі	$L_{кд}$	м	1,820
Довжина карданного вала	$L_{к}$	м	1,100
Кут між ведучим та проміжним валами	γ_1	град	1,92
Кут між проміжним та веденим валами	γ_2	град	1,92
Розрахунковий момент карданного вала	M_p	Н·м	356,45
Момент опору кручення перерізу вала	W_{τ}	м ³	1,41167E-05
Напруження кручення в перерізі вала	τ_1	Па	25250183
		МПа	25,3
Згинальний момент карданного вала	$M_{и}$	Н·м	11,93
Момент опору згину перерізу вала	$W_{и}$	м ³	0,00000706
Напруження вигину в перерізі вала	$\sigma_{и}$	Па	1690711
		МПа	1,7
Приведені напруження від кручення та вигину в перерізі вала	τ_2	Па	25264330
		МПа	25,3
Кут закручування карданного вала	Θ	град	0,53
Полярний момент інерції перерізу труби	J_{ρ}	м ⁴	0,000000494
Модуль пружності другого роду (здви́гу)	G	МПа	85000
Відносний кут закручування карданного вала	$\Delta\varphi$	град/м	0,48
Напруження в перерізі вала від його закручування	τ_3	Па	49673701
		МПа	49,7
Сумарні дотичні напруження в перерізі вала	τ_{Σ}	Па	74938030
		МПа	74,9
Розрахунок хрестовини карданного шарніра			
Розрахунковий розмір між торцями хрестовини	H_p	мм	57,42
Емпіричний коефіцієнт	k_H	—	8,1
Типорозмір шарніра		—	I
Розмір між торцями хрестовини (табл. 4.3)	H	мм	57,2
Діаметр шипа хрестовини	$d_{ш}$	мм	14,7
Діаметр отвору для мащення	d_o	мм	4
Діаметр отвору під підшипник	$d_{пд}$	мм	23,8
Кількість голок	z_{Γ}	—	22
Діаметр голки	d_{Γ}	мм	2,4

Продовження табл. Г2.1

Довжина голки	l	мм	10,0
Робоча довжина голки	l_p	мм	8,56
Відстань від осі обертання до середини голчастого підшипника	r	м	0,02432
Нормальна сила, що діє в середині голки	$P_{ш}$	Н	7332
Плече сили $P_{ш}$	a	мм	5
Момент опору вигину	W_{σ}	мм ³	310,0
Напруження вигину шипа	$\sigma_{ш}$	МПа	118
Напруження зрізу шипа	τ	МПа	47
Контактні напруження в шипі	σ_H	МПа	812
Розподілене навантаження	q	Н·м	195
Приведений модуль пружності	$E_{пр}$	МПа	20000
Розрахунок вилки карданного шарніра			
Момент опору вигину	W_{σ}	мм ³	2094
Плече вигину	c	мм	22
Напруження вигину	$\sigma_{ш}$	МПа	77
Момент опору крученню	W_{τ}	мм ³	1092
Плече кручення	b	мм	12
Напруження кручення	τ	МПа	81
Розміри небезпечного перерізу:			
Ширина лапи	h_l	мм	33,8
Товщина лапи	b_l	мм	11
Відношення	b_l/h_l	—	3,07
Коефіцієнт моменту опору вушка	k	—	0,267
Розрахунок голчастих підшипників карданного шарніра			
Середній розрахунковий момент на карданному валу	$M_{ер}$	Н·м	—
Середній трансмісійний розрахунковий момент на карданному валу	$M_{тр}$	Н·м	53,33
Параметр	$G_a/M_{емax}$	Н/(Н·см)	1,44
Радіальне навантаження на підшипник	P_p	Н	1097
Емпіричний коефіцієнт	C'	—	0,56
Фактор гойдаючого руху в підшипнику	n	—	0,12
Центральний кут між голками підшипника	α	град	16,36
Поправочний коефіцієнт	K_a	—	
Коефіцієнт, що враховує вплив гойдаючого руху	K_k	—	

Продовження табл. Г2.1

Знос підшипника, спричинений втомою	$R_{1п}$	у.о. на 1 км пробігу	
Розрахунковий термін служби голчастого підшипника	S_n	км	
Динамічна вантажопідйомність підшипника	C	Н	
Величина допустимого навантаження	$[P]$	Н	18610
Розрахунок бовтів кріплення карданного вала			
Зусилля затяжки бовтів	T	Н	14844
Радіус розташування бовтів	$r_б$	м	0,04
Кількість бовтів	$z_б$	—	4
Коефіцієнт тертя	μ	—	0,15
Нормальне напруження затягування	σ	МПа	395
Зовнішній діаметр бовта	d	мм	8
Внутрішній діаметр нарізі	d_v	мм	6,918
Крутний момент від тертя у нарізі	M_p	Н·м	11
Середній діаметр нарізі	d_{cp}	мм	7,35
Кут підйому нарізі	ψ	рад	0,0433
Крок нарізі	S	мм	1
Кут тертя нарізної пари	ρ	рад	0,1489
Дотичне напруження затяжки	τ	МПа	160
Момент опору крученню найменшого перерізу бовта	$W_{кр}$	мм ³	66,22
Приведене напруження	$\sigma_{пр}$	МПа	509
Границя плинності матеріалу бовта	σ_T	МПа	900
Коефіцієнт запасу міцності	n_T	—	1,4
Момент тертя на торці гайки	$M_{тр2}$	Н·м	14,3
Середній радіус тертя гайки	r_T	м	0,006
Момент на ключі	$M_{кл}$	Н·м	24,9
Розрахунок пружних карданних шарнірів			
Напруження розриву	σ_p	МПа	3,86
Кількість бовтів однієї вилки	$i_{бв}$	—	3
Радіус розташування центру небезпечного перерізу пружного елемента	R_p	мм	50
Площа розриву в перерізі	F	мм ²	615
Зовнішній діаметр перерізу пружного елемента	d_e	мм	28
Напруження зминання	$\sigma_{см}$	МПа	4,90

Закінчення табл. Г2.1

Діаметр втулки бовта	$d_{\text{вт}}$	мм	14
Робоча довжина втулки бовта	$b_{\text{вт}}$	мм	30
Радіус розташування втулок бовтів пружного елемента	$R_{\text{см}}$	мм	57,73
Розрахунок шліцьового з'єднання			
Напруження кручення	τ	МПа	83
Момент опору шліцьового наконечника на кручення	W_{1t}	мм ³	4308
Найменший діаметр шліцьового наконечника	d_1	мм	28
Допустимі напруження кручення	$[\tau]$	МПа	300
Коефіцієнт запасу	n	—	3
Границя плинності матеріалу шліців	σ_T	МПа	900
Напруження зминання	σ_{3M}	МПа	47
Питомий сумарний статичний момент площі поверхонь шліцьового з'єднання відносно осі вала	S_F	мм ²	126
Середній діаметр шліцьового з'єднання	$d_{\text{ср}}$	мм	30
Робоча висота шліців	$h_{\text{шл}}$	мм	1,4
Зовнішній діаметр шліцьового наконечника	D	мм	32
Внутрішній діаметр шліцьової втулки	d	мм	28
Фаски зуба шліцьового наконечника	f_b	мм	0,3
Фаски зуба шліцьової втулки	f_c	мм	0,3
Кількість шліців	$z_{\text{шл}}$	—	6
Робоча довжина шліців	$l_{\text{шл}}$	мм	60
Допустимі значення напружень зминання	$[\sigma_{3M}]$	МПа	135
Коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на зминання	n	—	1,4
Коефіцієнт динамічності навантаження	K_D	—	2
Загальний коефіцієнт концентрації навантаження	K_{3M}	—	2,38
Коефіцієнт розподілу навантаження між зубами	K_3	—	1
Коефіцієнт, що враховує концентрацію навантаження у зв'язку з похибками виготовлення	K_{Π}	—	1,3
Коефіцієнт концентрації навантаження від закручування вала	$K_{\text{кр}}$	—	1,83
Співвідношення	$l_{\text{шл}}/D$	—	1,88

Додаток Д

Приклади функціональних параметрів головних передач трансмісій автомобілів

Таблиця Д.1 – **Приклад функціональних параметрів одинарних головних передач**

Параметри	Позначка	Розмірність	Вид автомобіля							
			Легковий				Вантажний			
			Значення							
Максимальний момент двигуна	M_{max}	Н·м	44,1	80,4	106,4	116	181,5	284,5	637	
Тип зачеплення			Циліндричне			Гіпоїдне				
Передатне число	u_0	—	4,538	3,588	3,937	4,3	3,9	6,83	6,83	
Кількість зубців	$z_{\text{ш}}/z_{\text{к}}$	—	13/59	17/61	16/63	10/43	10/39	6/41	6/41	
Міжосьова відстань	a_0	мм	92,9	110,04	114	—	—	—	—	
Конусна відстань	R_m	мм	—	—	—	102,33/71,19	126,87/88,47	188,13/156,6	216,35	
Модуль*	m_{et}	мм	2,25	2,5	2,5	5,6/3,97	7,27/5,00	10,51/8,4	11,94/9,7	
Ширина зубчастого вінця	b_0	мм	25/22	27/24	26/24	33/26	38/31	47,64/43,00	62,39/57,30	
Кут профілю	α	—	20°	20°	20°	22°30'	22°30'	22°30'	22°30'	
Кути нахилу зубців	β	—	29°20'	27°36'	29°30'	51°17'/26°15'	50°00'/21°13'	46°18'/34°04'	43°54'/32°33'	
Гіпоїдне зміщення,	a	мм	—	—	—	31,75	39,7	32	36,56	
Примітка. У чисельнику вказано значення параметру шестерні, у знаменнику — колеса; * - для циліндричного зачеплення нормальний модуль, для гіпоїдного — зовнішній торцевий модуль.										

Параметри	Позначка	Розмірність	Значення					
Максимальний момент двигуна	M _{етмах}	H·м	402	402	465	637	667	900
Передатне число передачі	i ₀		6,317	7,338	7,9	6,95	6,4	8,22
Конічне зацеплення								
Передатне число конічної пари	i _{0к}	–	1,923	1,727	1,937	1,667	1,867	1,917
Кількість зубців	Z _к /Z _ш	–	13/25	11/19	11/24	15/25	15/28	12/23
Конусна відстань	R _{тп}	мм	126,8	98,79	125,4	131,695	135,0	136,216
Модуль торцевий	m _{еtб}	мм	9,0	9,0	9,5	8,775	8,5	10,5
Ширина зубчатого вінця	b _ω	мм	47,4/40	33,0/33,0	42/42	37/37	38/37	56,2/55,0
Кут профілю	α		30°	30°	20°	20°	20°	17°30′
Кути нахилу зубців	β		35°	41°44′	38°02′	37°39'42"	37°00'21"	35°46′
Цилиндричне зацеплення								
Передатне число цилиндричної пари	i _{0ц}	–	3,285	4,249	4,08	4,17	3,43	4,29
Кількість зубців	Z _к /Z _ш	–	14/46	12/51	12/49	12/50	14/48	14/60
Міжосьова відстань	a _ω	мм	190,487	180,46	197,02	196,746	196,745	231,25
Модуль торцевий	m _{еtб}	мм	6,0	5,5	6,0	6,0	6,0	6,25
Ширина зубчатого вінця	b _ω	мм	75,0/70,0	65,0/70,0	76,0/70,0	76,0/70,0	76,0/70	96,0/76,0
Кут профілю	α		20°	20°	20°	20°	20°	25°
Кути нахилу зубців	β		16°07'05"	16°14'53"	21°49'	19°	19°	0°

Примітка. У чисельнику вказано значення параметру шестерні, у знаменнику – колеса

Додаток Е
Приклади розрахунків головних передач

Таблиця Е1 – Розрахунок гіпоїдної головної передачі легкового автомобіля

Початкові дані	Познака	Розмірність	Значення
Максимальний крутний момент двигуна	M_{emax}	Н·м	105,00
Передатне число коробки (за тяговим розрахунком)	u_k	—	3,76
Передатне число головної передачі (за тяговим розрахунком)	u_0	—	
Передатне число коробки на якій досягається v_{amax} (за тяговим розрахунком)	u_{kv}	—	1,00
Коефіцієнт зчеплення	φ_x	—	0,80
Динамічний радіус ведучих коліс	r_d	мм	0,29
Вага, що припадає на ведучі колеса	G_b	Н	7592,94
Розрахунок кількості зубців головної передачі			
Кількість зубців ведучої шестерні	z_1	-	11
Кількість зубців веденого колеса	z_2	-	43
Уточнене передатне число головної передачі	u_{0y}	-	3,909
Коефіцієнт гіпоїдного зміщення	k_a	—	0,460
Коефіцієнтом збільшення гіпоїдної шестерні	$k_{\text{гіп}}$	—	1,450
Розрахунок середнього ділильного радіусу конічного колеса та шестерні			
Розрахунковий режим по максимальному моменту двигуна	M_e	Н·м	1543
Розрахунковий режим за максимальною силою зчеплення ведучих коліс	M_φ	Н·м	1731
Розрахунковий режим за максимальним моментом двигуна на вищій передачі	M_{ev}	Н·м	410
Кут початкового конуса колеса	δ_2	град	74,17
Допустиме погонне навантаження на зуб для першого та другого навантажувального режиму	$[q_{1-2}]$	кН/мм	0,9
Допустиме погонне навантаження на зуб для третього навантажувального режиму	$[q_3]$	кН/мм	0,35
Радіус середнього початкового кола конічного колеса для першого режиму	$r_{m2(1)}$	мм	68,65

Продовження табл. Е1

Радіус середнього початкового кола конічного колеса для другого режиму	$r_{m2(2)}$	мм	72,71
Радіус середнього початкового кола конічного колеса для третього режиму	$r_{m2(3)}$	мм	56,77
Радіус середнього початкового кола конічного колеса	r_{m2}	мм	68,65
Радіус середнього початкового кола конічної шестерні	r_{m1}	мм	25,46
Гіпоїдне зміщення	a	мм	31,58
Кут нахилу площини у якої лежать полюс зачеплення та вісь шестерні	η	град	6,75
Кут гіпоїдного зміщення	ε	град	24,60
Кут початкового конуса шестерні	δ_1	град	14,41
Середня конусна відстань колеса	R_{m2}	мм	71,37
Середня конусна відстань шестерні	R_{m1}	мм	102,40
Перевірка відповідності обраних та розрахованих параметрів			-1,05
Відмінність кутів спіралей зубців шестерні та колеса	μ	град	25,46
Середній кут нахилу лінії зуба колеса	β_2	град	26,42
Середній кут нахилу лінії зуба шестерні	β_1	град	51,88
Нормальний модуль зачеплення в середній площині	m_n	мм	2,86
Ширина зубчастого вінця колеса $=0,35R_{mk}$	b_{m2}	мм	24,98
Ширина зубчастого вінця колеса $=10m_n$			28,60
Ширина зубчастого вінця колеса	b_{m2}	мм	24,98
Ширина зубчастого вінця шестерні	b_{m1}	мм	31,28
Торцевий модуль колеса	m_{et2}	мм	3,78
Торцевий модуль шестерні	m_{et1}	мм	5,34
Розрахунок сил у зачепленні гіпоїдної			
Колова сила на шестерні	F_{t1}	Н	15504
Осьова сила на шестерні	F_{a1}	Н	21704
Радіальна сила на шестерні	F_{r1}	Н	5156
Колова сила на колесі	F_{t2}	Н	22481
Осьова сила на колесі	F_{a2}	Н	6942

Закінчення табл. Е1

Радіальна сила на колесі	F_{r2}	Н	13581
Кут зачеплення	α	град	22,5
Нормальний крок зубців шестерні в середній площині	t_{mn1}	мм	8,98
Еквівалентна кількість зубців шестерні	z_{e1}	—	48,19
Коефіцієнт форми зуба шестерні	y_1	—	0,13024
Напруження згину	$\sigma_{\text{и}}$	МПа	424
Модуль пружності сталі	E	МПа	210000
Радіус кривизни робочої поверхні зубців шестерні	ρ_1	мм	68,91
Радіус кривизни робочої поверхні зубців шестерні	ρ_2	мм	312,93
Контактне напруження	$\sigma_{\text{к}}$	МПа	955

Таблиця Е2 – Розрахунок циліндричної головної передачі легкового автомобіля

Початкові дані	Познака	Розмірність	Значення
Максимальний крутний момент двигуна	M_{emax}	Н·м	94,00
Передатне число коробки (за тяговим розрахунком)	$u_{\text{к}}$	—	3,64
Передатне число головної передачі (за тяговим розрахунком)	$(u_0)_{\text{тяг. розр.}}$	—	3,940
Передатне число коробки на якій досягається v_{max} (за тяговим розрахунком)	$u_{\text{кв}}$	—	0,78
Коефіцієнт зчеплення	$\varphi_{\text{х}}$	—	0,80
Динамічний радіус ведучих коліс	$r_{\text{д}}$	мм	0,282
Вага, що припадає на ведучі колеса	$G_{\text{в}}$	Н	6572,7
Розрахунок кількості зубців головної передачі			
Кількість зубців ведучої циліндричної шестерні	z_1	—	14
Кількість зубців веденого циліндричного колеса	z_2	—	55
Уточнене передатне число ГП	u_0	—	3,929
Похибка вибору кількості зубців	—	%	0,29
Розрахунок основних геометричних параметрів циліндричного колеса та шестерні			
Міжосьова відстань	a_{ω}	мм	114,66
Емпіричний коефіцієнт	k_{ω}	—	16,4
Емпіричний коефіцієнт	k_b	—	0,38

Закінчення табл. Е2

Ширина зубчастого вінця колеса	b_2	мм	43,6
Ширина зубчастого вінця шестерні	b_1	мм	46,6
Нормальний модуль колеса	m_n	мм	3
Кут нахилу лінії зуба	β	град	25,51
Торцевий модуль колеса	m_t	мм	3,32
Осьове перекриття	ε	—	1,99

Таблиця Е3 – Розрахунок подвійної головної передачі вантажного автомобіля

Початкові дані	Познака	Розмірність	Значення
Максимальний крутний момент двигуна	M_{emax}	Н·м	402,21
Передатне число коробки (за тяговим розрахунком)	u_k	—	7,44
Передатне число головної передачі (за тяговим розрахунком)	$(u_0)_{\text{тяг. розр.}}$	—	6,320
Передатне число коробки на якій досягається v_{max} (за тяговим розрахунком)	u_{kv}	—	1,00
Коефіцієнт зчеплення	φ_x	—	0,80
Динамічний радіус колеса	r_d	мм	0,485
Навантаження ведучої осі	G_v	Н	68179,5
Розрахунок кількості зубців конічної пари та циліндричної пари			
Попереднє значення передатного числа конічної пари ГП	u_{01}	—	1,956656
Попереднє значення передатного числа другої пари зачеплення ГП	u_{02}	—	3,23
Кількість зубців конічної шестерні	$z_{\text{ш}}$	—	13
Кількість зубців конічного колеса	z_k	—	25
Уточнене передатне число конічної пари ГП	u_{0k}	—	1,92
Кількість зубців ведучої циліндричної шестерні	$z_{0\text{цш}}$	—	14
Кількість зубців веденого циліндричного колеса	$z_{0\text{цк}}$	—	46
Передатне число другої пари зачеплення	$u_{02}=u_{0\text{ц}}$	—	3,2864
Уточнене передатне число ГП	u_0	—	6,319
Похибка вибору кількості зубців	—	%	0,02

Розрахунок основних геометричних параметрів конічного колеса та шестерні			
Розрахунковий режим за максимальним моментом двигуна	M_e	Н·м	5755
Розрахунковий режим за максимальною силою зчеплення ведучих коліс	M_ϕ	Н·м	26454
Розрахунковий режим за максимальним моментом двигуна на вищій передачі	M_{ev}	Н·м	773
Кут початкового конуса колеса	δ_2	град	62,56
Допустиме погонне навантаження на зуб для першого та другого навантажувального режиму	$[q_{1-2}]$	кН/мм	1,5
Допустиме погонне навантаження на зуб для третього навантажувального режиму	$[q_3]$	кН/мм	0,3
Радіус середнього початкового кола конічного колеса для першого режиму	$r_{m2(1)}$	мм	98,62
Радіус середнього початкового кола конічного колеса для другого режиму	$r_{m2(2)}$	мм	211,44
Радіус середнього початкового кола конічного колеса для третього режиму	$r_{m2(3)}$	мм	80,84
Радіус середнього початкового кола конічного колеса	r_{m2}	мм	98,62
Радіус середнього початкового кола конічної шестерні	r_{m1}	мм	51,28
Кут початкового конуса шестерні	δ_1	град	27,44
Середня конусна відстань колеса	R_{m2}	мм	111,2
Середня конусна відстань шестерні	R_{m1}	мм	111,3
Перевірка відповідності обраних та розрахованих параметрів	—	%	0,00
Середній кут нахилу лінії зуба колеса	β_2	град	31,93
Середній кут нахилу лінії зуба шестерні	β_1	град	31,93
Нормальний модуль зачеплення в середній площині	m_n	мм	6,70
Ширина зубчастого вінця колеса $b_{m2}=0,35R_{mk}$	b_{m2}	мм	38,90
Ширина зубчастого вінця колеса $b_{m2}=10m_n$	b_{m2}	мм	66,96

Закінчення табл. ЕЗ

Прийнята ширина зубчастого вінця колеса	b_{m2}	мм	38,90
Ширина зубчастого вінця шестерні	b_{m1}	мм	42,90
Торцевий модуль колеса	m_{et2}	мм	9,0
Торцевий модуль шестерні	m_{et1}	мм	9,0
Розрахунок основних геометричних параметрів циліндричного колеса та шестерні			
Міжосьова відстань	a_{ω}	мм	189,95
Емпіричний коефіцієнт	k_{ω}	—	10,6
Емпіричний коефіцієнт	k_b	—	0,38
Ширина зубчастого вінця колеса	b_2	мм	72,2
Ширина зубчастого вінця шестерні	b_1	мм	75,2
Нормальний модуль	m_n	мм	6
Кут нахилу лінії зуба	β	град	18,64
Торцевий модуль	m_t	мм	6,33
Осьове перекриття	ε	—	1,22
Розрахунок конічного зубчастого зачеплення при передачі крутного моменту			
Колова сила	F_{t1}	Н	58355
Осьова сила	F_{a1}	Н	45372
Радіальна сила	F_{r1}	Н	8518
Кут зачеплення	α	град	22,5
Нормальний крок зубців шестерні в середній площині	t_{mn1}	мм	21,03
Еквівалентна кількість зубців шестерні	z_{e1}	—	23,95
Коефіцієнт форми зуба шестерні	y_1	—	0,1112
Напруження згину	$\sigma_{\text{н}}$	МПа	582
Модуль пружності сталі	E	МПа	210000
Радіус кривизни робочої поверхні зубців шестерні	ρ_1	мм	80,2
Радіус кривизни робочої поверхні зубців шестерні	ρ_2	мм	296,7
Контактне напруження	$\sigma_{\text{к}}$	МПа	1130

Додаток Ж
Приклади розрахунків диференціалів

Таблиця Ж1 – Розрахунок симетричного конічного диференціала легкового автомобіля

Параметри	Познака	Розмірність	Значення
Максимальний момент двигуна, який підводиться до диференціала	M_{e0}	Н·м	1408
Момент, що діє на корпусі диференціала, при максимальному моменті зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею	$M_{0\phi}$	Н·м	1400
Розрахунковий момент на корпусі диференціала	M_0	Н·м	1400
Кількість зубців сателіта	z_c	—	11
Кількість зубців півосьової шестерні	$z_{пш}$	—	20
Торцевий (зовнішній коловий) модуль зуба	m_t	мм	3,57
Кількість сателітів	n_c	—	2
Зовнішня конусна відстань зачеплення	R_e	мм	40,8
Робоча ширина зубчастого вінця	b_ω	мм	13
Радіус зачеплення півосьової шестерні	$r_{пш}$	мм	30,00
Кут початкового конуса півосьової шестерні	$\delta_{пш}$	рад	1,1
		град	61,22
Кут початкового конуса сателіта	δ_c	рад	0,5
		град	28,83
Кут зачеплення	α	град	22,5
Радіус зачеплення сателіта	r_{ca}	мм	16,5
Розрахунок зуба на міцність			
Сила у зубчастому зачепленні	P	Н	13179
Напруження вигину зуба	σ_F	МПа	1105
Коефіцієнт форми зуба сателіта	y	—	0,11
Середній модуль	m_n	мм	3,00
Визначення параметрів сателітів та осі сателітів			
Відстань від осі диференціала до закладення осі сателітів у корпусі	l_1	мм	40,0
Відстань від осі диференціала до внутрішнього торця сателіта	l_3	мм	22,6
Висота сателіта	h_c	мм	17,4
Відстань від осі диференціала до середини сателіта	l_2	мм	31,3
Діаметр шипа осі сателітів	$d_{ш}$	мм	14,93

Закінчення табл. Ж1

Допустиме напруження зрізу осі сателітів в закладенні корпуса	$[\tau_c]$	МПа	100
Довжина закладення осі сателітів у корпусі диференціала	h_3	мм	16
Допустиме напруження зминання	$[\sigma_{cm}]$	МПа	63,0
Довжина осі сателітів	l_{oci}	мм	111
Розрахунок на зминання втулок сателіта			
Сила, що діє на втулку сателіта	P_c	Н	22370
Напруження зминання втулки сателіта	σ_{cm1}	МПа	86,1
Розрахунок на зминання поверхонь тертя			
Сила на торцевій поверхні тертя сателіта	P_{oc}	Н	5258
Напруження зминання торцевої поверхні тертя сателіта	σ_{cm2}	МПа	14
Зовнішній діаметр торцевої поверхні тертя сателіта	d_{co}	мм	26,4
Сила на торцевій поверхні тертя півосьової шестерні	$P_{ош}$	Н	9561
Зовнішній діаметр торцевої поверхні тертя півосьової шестерні	$d_{пшн}$	мм	67
Внутрішній діаметр торцевої поверхні тертя півосьової шестерні	$d_{пшв}$	мм	32
Емпіричний коефіцієнт	$c=d_{по}/d_{пшв}$	—	0,815
Допустиме напруження кручення	$[\tau]$	МПа	200
Напруження зминання торцевої поверхні тертя півосьової шестерні	σ_{cm3}	МПа	3
Діаметр кола впадин шліців півосьової шестерні, не більш	D_f	мм	25,85

Таблиця Ж2 – Розрахунок симетричного конічного диференціала вантажного автомобіля

Параметри	Познака	Розмірність	Значення
Максимальний момент двигуна, який підводиться до диференціала	M_{e0}	Н·м	7438
Момент, що діє на корпусі диференціала, при максимальному моменті зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею	$M_{0ф}$	Н·м	16533
Розрахунковий момент на корпусі диференціала	M_0	Н·м	7438
Кількість зубців сателіта	z_c	—	11
Кількість зубців півосьової шестерні	$z_{пш}$	—	20
Торцевий (зовнішній коловий) модуль зуба	m_t	мм	5

Продовження таблиці Ж2

Кількість сателітів	n_c	—	4
Зовнішня конусна відстань зачеплення	R_e	мм	57,6
Робоча ширина зубчастого вінця	b_ω	мм	18
Радіус зачеплення півосьової шестірні	$r_{\text{пш}}$	мм	42,11
Кут початкового конуса півосьової шестерні	$\delta_{\text{пш}}$	рад	1,1
		град	61,22
Кут початкового конуса сателіта	δ_c	рад	0,5
		град	28,83
Кут зачеплення	α	град	22,5
Радіус зачеплення сателіта	r_{ca}	мм	23,2
Розрахунок зуба на міцність			
Сила у зубчастому зачепленні	P	Н	24948
Напруження вигину зуба	σ_F	МПа	1075
Коефіцієнт форми зуба сателіта	y	—	0,11
Середній модуль	m_n	мм	4,22
Визначення параметрів сателітів та осі сателітів			
Відстань від осі диференціала до закладення осі сателітів у корпусі	l_1	мм	56,4
Відстань від осі диференціала до внутрішнього торця сателіта	l_3	мм	31,8
Висота сателіта	h_c	мм	24,6
Відстань від осі диференціала до середини сателіта	l_2	мм	44,1
Діаметр шипа осі сателітів	$d_{\text{ш}}$	мм	20,49
Допустиме напруження зрізу осі сателітів в закладенні корпуса	$[\tau_c]$	МПа	100
Довжина закладення осі сателітів у корпусі диференціала	h_3	мм	21
Допустиме напруження зминання	$[\sigma_{cm}]$	МПа	63,0
Довжина осі сателітів	l_{oci}	мм	156
Розрахунок на зминання втулок сателіта			
Сила, що діє на втулку сателіта	P_c	Н	42124
Напруження зминання втулки сателіта	σ_{cm1}	МПа	83,6
Розрахунок на зминання поверхонь тертя			
Сила на торцевій поверхні тертя сателіта	P_{oc}	Н	9955
Напруження зминання торцевої поверхні тертя сателіта	σ_{cm2}	МПа	13
Зовнішній діаметр торцевої поверхні тертя сателіта	d_{co}	мм	37,2

Закінчення табл. Ж2

Сила на торцевій поверхні тертя півосьової шестерні	$P_{\text{ош}}$	Н	36199
Зовнішній діаметр торцевої поверхні тертя півосьової шестерні	$d_{\text{пшн}}$	мм	94
Внутрішній діаметр торцевої поверхні тертя півосьової шестерні	$d_{\text{пшв}}$	мм	55
Емпіричний коефіцієнт	$c=d_{\text{по}}/d_{\text{пшв}}$	—	0,815
Допустиме напруження кручення	$[\tau]$	МПа	200
Напруження зминання торцевої поверхні тертя півосьової шестерні	$\sigma_{\text{см3}}$	МПа	8
Діаметр кола впадин шліців півосьової шестерні, не більш	D_f	мм	45,11

Додаток И

Приклади розрахунків приводів ведучих коліс

И1 Розрахунки приводів ведучих коліс які мають залежну підвіску

Таблиця И1.1 – Приклад розрахунку повністю розвантаженої півосі

Параметри	Познака	Розмірність	Значення
Повна маса автомобіля	m_a	кг	5465
Маса, яка припадає на передню вісь	m_1	кг	1520
Маса, яка припадає на задню ведучу вісь	m_2	кг	3945
Радіус колеса	$r_d = r_k = r_c$	мм	0,445
Максимальний крутний момент ДВЗ	M_{emax}	Н·м	205
Передатне число КП	u_{k1}	—	6,67
Передатне число ГП	u_0	—	6,4
Коефіцієнт зчеплення	φ_x	—	0,8
ККД трансмісії	$\eta_{тр}$	—	0,85
Вага, що припадає на передню вісь	G_1	Н	17911
Вага, що припадає на задню ведучу вісь	G_2	Н	38700
Нормальна реакція на задньої осі	R_{z2}	Н	46441
Коефіцієнт зміни нормальної реакції на задньої осі	m_{z2}	—	1,2
Коефіцієнт блокування диференціала	k_δ	—	0,1
Довжина півосі	$l_{по}$	мм	820
Момент , який підводиться до осі від диференціала	$M_{eпо}$	Н·м	4091
Момент зчеплення колеса з опорної поверхнею	$M_{\phi по}$	Н·м	9093
Момент розрахунковий (на півосі)	M_p	Н·м	4091
Діаметр півосі за допустимим кутом закрутки	d_θ	мм	40,0
Діаметр півосі за допустимим напруженням кручення	d_w	мм	32,6
Діаметр півосі	$d_{по}$	мм	40,0
Відносний кут закрутки, який допускається	$[\theta]$	град/1м	11
Модуль пружності другого роду	G	МПа	85000
Напруження, яка допускається при крученні	$[\tau]$	МПа	600
Розрахунок шліців			
Номінальний діаметр шліцевого з'єднання	D	мм	45,0
Модуль шліців	$m_{шл}$	мм	2
Кількість шліців	$z_{шл}$	—	21
Діаметр ділильного кола	d_e	мм	42
Діаметр кола вершин зубців наконечника	d_a	мм	44,6

Закінчення табл. И1.1

Діаметр кола западин наконечника	d_b	мм	40,6
Відносна довжина шліців	$l_{шл}/d_e$	—	1,1
Довжина шліців	$l_{шл}$	мм	46
Середній радіус шліців	$r_{ср}$	мм	21,00
Висота шліців	$h_{шл}$	мм	1,8
Площа поверхонь шліцевого з'єднання	$F_{шл}$	мм ²	1746
Напруження зминання	$\sigma_{см}$	МПа	112
Коефіцієнт концентрації навантаження	$K_{кр}$	—	1,49
Коефіцієнт концентрації навантаження (з технологічних обставин)	$K_{п}$	—	1,2
Коефіцієнт запасу міцності	n_3	—	2
Границя плинності матеріалу	σ_T	МПа	800
Напруження зминання, яка допускається	$[\sigma_{см}]$	МПа	224

Таблиця И1.2 – Приклад розрахунку напіврозвантаженої півосі

Параметри	Позначка	Розмірність	Значення
Повна маса автомобіля	m_a	кг	1500
Маса, яка припадає на передню вісь	m_1	кг	740
Маса, яка припадає на задню вісь	m_2	кг	760
Поздовжня координата центру тяжіння	b	м	1,209
Габаритна висота автомобіля	H_a	м	1,443
Висота центру тяжіння	h_g	м	0,56
База автомобіля	L	м	2,450
Колія задньої осі	B_2	м	1,321
Радіус колеса	$r_{д= r_{к= r_{с}}$	м	0,282
Максимальний крутний момент ДВЗ	$M_{емax}$	Н·м	92
Передатне число КП	$u_{к1}$	—	3,9
Передатне число ГП	u_0	—	3,83
Коефіцієнт динамічності ходової частини	$K_{дх}$	—	1,75
Коефіцієнт зчеплення	ϕ_x	—	0,8
Коефіцієнт зчеплення	ϕ_y	—	1
ККД трансмісії	$\eta_{тр}$	—	0,9
Нормальне навантаження на задньої осі	G_2	Н	7 455,6
Маса ведучого колеса	$m_{к}$	кг	20
Нормальна реакція на задньої осі	R_{z2}	Н	8947
Коефіцієнт зміни нормальної реакції на задньої осі	m_{z2}	—	1,2
Коефіцієнт блокування диференціала	k_{δ}	—	0,1

Продовження табл. И1.2

Момент, який підводиться від диференціала до осі	$M_{\text{епо}}$	Н·м	680
Момент зчеплення колеса з опорної поверхнею	$M_{\text{фпо}}$	Н·м	1110
Момент розрахунковий (на півосі)	M_p	Н·м	680
Діаметр півосі за допустимим кутом закрутки	d_θ	мм	25,5
Діаметр півосі за допустимим напруженням кручення	d_w	мм	19,1
Відносний кут закрутки, який допускається	$[\theta]$	град/1м	11
Модуль пружності другого роду	G	МПа	85000
Напруження, яка допускаються при крученні	$[\tau]$	МПа	500
Відстань від повздовжньої площини колеса до підшипника	$a_{\text{п}}$	мм	55
Розрахунок діаметра півосі у небезпечному перерізі за трьома навантажувальними режимами			
Режим максимального повздовжнього навантаження			
Максимальна повздовжня реакція на задньому колесі	$R_{x\text{max}}$	Н	2412
Нормальна реакція на півосі	$R_{z\text{по}}$	Н	4086
Діаметр півосі у небезпечному перерізі	$d_{\text{поRx}}$	мм	23,1
Еквівалентне напруження, яке допускається	$[\sigma_\Sigma]$	МПа	600
Режим максимального нормального навантаження			
Максимальне нормальне навантаження, яке діє на піввісь	$R_{z\text{поmax}}$	Н	6180
Діаметр півосі у небезпечному перерізі	$d_{\text{поRx}}$	мм	17,9
Напруження вигину, яка допускаються	$[\sigma_{\text{и}}]$	МПа	600
Режим максимального бічного навантаження			
Нормальна реакція на навантаженому колесі	$R_{z\text{н}}$	Н	6904
Нормальна реакція, яка діє на навантаженій півосі	$R_{z\text{нпо}}$	Н	6708

Закінчення табл. И1.2

Максимальна бічна реакція на навантаженому колесі	R_{yH}	Н	6904
Діаметр півосі у небезпечному перерізі	$d_{поRy}$	мм	29,9
Основні геометричні параметри напіврозвантаженої півосі			
Діаметр півосі у небезпечному перерізі	$d_{по}$	мм	29,9
Номінальний діаметр шліцевого наконечника	d_a	мм	22,0
Діаметр півосі за допустимим кутом закрутки	$d_{cp} = d_{\theta}$	мм	25,5
Максимальний діаметр конусної часті півосі	d_k	мм	29
Модуль шліців наконечника	$m_{шл}$	мм	1,5
Кількість шліців	$z_{шл}$	—	13
Довжина півосі (визначається конструктивно)	$l_{по}$	мм	720
*Приєднувальні та посадкові розміри фланця визначають за розмірами колеса			

И2 Розрахунки приводів ведучих коліс які мають незалежну підвіску

Таблиця И2.1 – Розрахунок вала та зовнішнього жорсткого шарніру рівних кутових швидкостей

Параметр	Познака	Розмірність	Значення
Маса, яка припадає на ведучи колеса	m_1	кг	675
Навантаження на ведуче колесо	G_k	Н	3311
Динамічний радіус колеса	r_d	м	0,265
Коефіцієнт зчеплення	φ_x	—	1
Коефіцієнт запасу	n_z	—	2
Момент зчеплення	M_{φ}	Н·м	1755
Кут перетину дотичних до поверхонь канавок у точці контакту їх з кулькою	α	град	15
Кут напрямку вектора нормальної сили у контакті кульки	λ	град	45
Максимальний кут відхилення валів	γ	град	45
Емпіричний коефіцієнт	k_d	—	1,46
Діаметр кульки	d	мм	17,61
Радіус кульки	$r_{куль}$	мм	8,805
Діаметр ведучого вала	d_B	мм	25,33

Закінчення табл. И2.1

Допустимі напруження матеріалу ведучого вала	$[\tau]$	МПа	550
Радіус розташування кульок у шарнірі	R	мм	29,07
Відношення	$R_d=R/d$	—	1,65
Зміщення центру сфери	Δ	мм	3,83
Радіус канавки внутрішньої обойми	$r_{вн}$	мм	20,52
Радіус канавки зовнішньої обойми	$r_{зв}$	мм	38,13
Кути відхилення точок контакту кульок з площиною гнізда від бісектрисної площини у крайніх положеннях сепаратора	β_1	рад	0,310
	β_2	рад	0,280
Радіус внутрішньої сфери сепаратора	r_1	мм	28,36
Радіус зовнішньої сфери сепаратора	r_2	мм	32,4
Товщина сепаратора	h	мм	4,04
Ширина сепаратора	b_c	мм	31,7
Ширина гнізда сепаратора для кульки	$b_{гн}$	мм	17,61
Довжина гнізда сепаратора для кульки	$l_{гн}$	мм	26,7
Мінімальна ширина перемички між гніздами	s_l	мм	1
Радіус сфери внутрішньої обойми	$r_{сфв}$	мм	28,36
Ширина внутрішньої обойми	b_o	мм	27,9
Радіус сфери зовнішньої обойми	$r_{сфз}$	мм	32,9
Робоча ширина канавки зовнішньої обойми	$b_{зв}$	мм	31,7
Глибина лунки в зовнішній обоймі	$l_{зв}$	мм	42,3
Зовнішній діаметр шарніру	$D_{зв}$	мм	87

Таблиця И2.2 – Розрахунок вала та внутрішнього універсального шарніру рівних кутових швидкостей

Параметр	Позначка	Розмірність	Значення
Маса яка припадає на ведучи колеса	m_1	кг	675
Навантаження на ведуче колесо	G_k	Н	3311
Динамічний радіус колеса	r_d	м	0,265
Коефіцієнт зчеплення	ϕ_x	—	1
Коефіцієнт запасу	n_z	—	2
Момент зчеплення	M_ϕ	Н·м	1755

Закінчення табл. И2.2

Кут перетину дотичних до поверхонь канавок у точці контакту їх з кулькою	α	град	19,6
Кут напрямку вектора нормальної сили у контакті кульки	λ	град	45
Максимальний кут відхилення валів	γ	град	20
Емпіричний коефіцієнт	k_d	—	1,53
Діаметр кульки	d	мм	18,46
Радіус кульки	$r_{\text{куль}}$	мм	9,23
Діаметр ведучого вала	$d_{\text{в}}$	мм	25,33
Допустимі напруження матеріалу ведучого вала	$[\tau]$	МПа	550
Радіус розташування кульок у шарнірі	R	мм	26
Відношення	$R_d=R/d$	—	1,41
Зміщення центру сфери	Δ	мм	4,500
Радіус канавки внутрішньої обойми	$r_{\text{вн}}$	мм	16,77
Радіус канавки зовнішньої обойми	$r_{\text{зв}}$	мм	35,23
Кути відхилення точок контакту кульок з площиною гнізда від бісектрисної площини у крайніх положеннях сепаратора	$\beta_1=\beta_2$	рад	0,341
Радіус внутрішньої сфери сепаратора	r_1	мм	24,50
Радіус зовнішньої сфери сепаратора	r_2	мм	29,15
Ширина сепаратора	$b_{\text{с}}$	мм	33,3
Ширина гнізда сепаратора для кульки	$b_{\text{гн}}$	мм	18,46
Довжина гнізда сепаратора для кульки	$l_{\text{гн}}$	мм	21,2
Радіус сфери внутрішньої обойми	$r_{\text{сфв}}$	мм	24,50
Ширина внутрішньої обойми	$b_{\text{о}}$	мм	27,9
Радіус циліндра зовнішньої обойми	$r_{\text{цз}}$	мм	29,15
Робоча ширина канавки зовнішньої обійми	$b_{\text{зв}}$	мм	55
Глибина лунки в зовнішньої обоймі	$l_{\text{зв}}$	мм	62
Зовнішній діаметр шарніру	$D_{\text{зв}}$	мм	80,46
Колія передніх коліс	B_1	мм	1400
Довжина лівого вала з шарнірами	$l_{\text{пл}}$	мм	700
Кінематична відстань між центрами шарнірів лівого привода	$l_{\text{вл}}$	мм	364

Додаток К

Приклади креслеників

- Рисунок К1 – **Приклад схеми кінематичної принципової «Трансмісія автомобіля»**
- Рисунок К2 – **Приклад кресленика маточини веденого диска зчеплення**
- Рисунок К3 – **Приклад кресленика натискної пружини зчеплення**
- Рисунок К4 – **Приклад кресленика зубчастого колеса першої передачі КП**
- Рисунок К5 – **Приклад кресленика первинного вала коробки передач**
- Рисунок К6 – **Приклад кресленика хрестовини шарніра карданної передачі**
- Рисунок К7 – **Приклад кресленика вилки приварної до вала карданної передачі**
- Рисунок К8 – **Приклад кресленика ведучої вал-шестерні головної передачі**
- Рисунок К9 – **Приклад кресленика веденого конічного колеса головної передачі**
- Рисунок К10 – **Приклад кресленика шестерні півосі диференціала**
- Рисунок К11 – **Приклад кресленика сателіта диференціала**
- Рисунок К12 – **Приклад кресленика півосі легкового автомобіля**
- Рисунок К13 – **Приклад кресленика півосі вантажного автомобіля**
- Рисунок К14 – **Приклад кресленика корпусу жорсткого шарніра рівних кутових швидкостей привода ведучих керованих коліс**

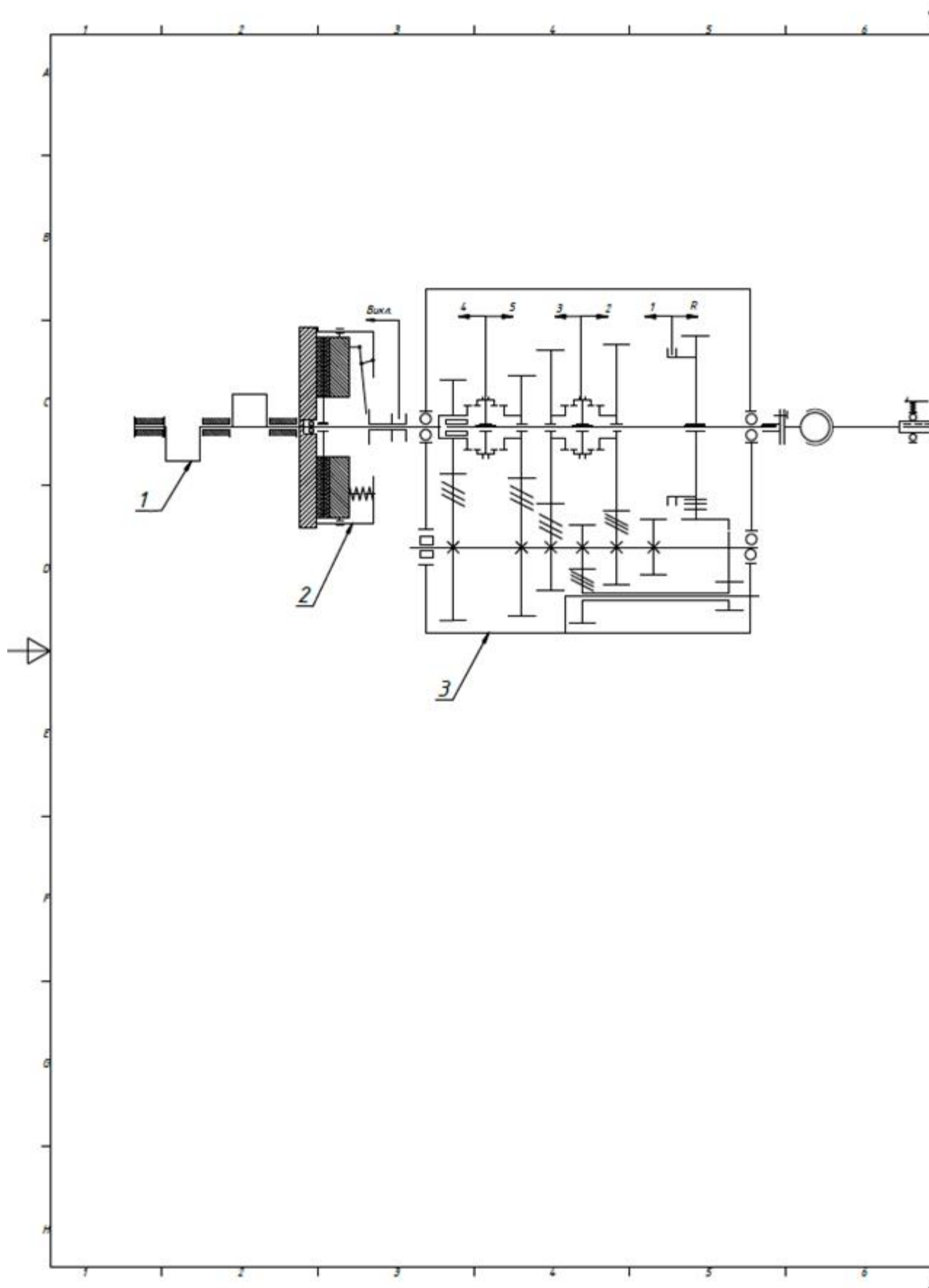
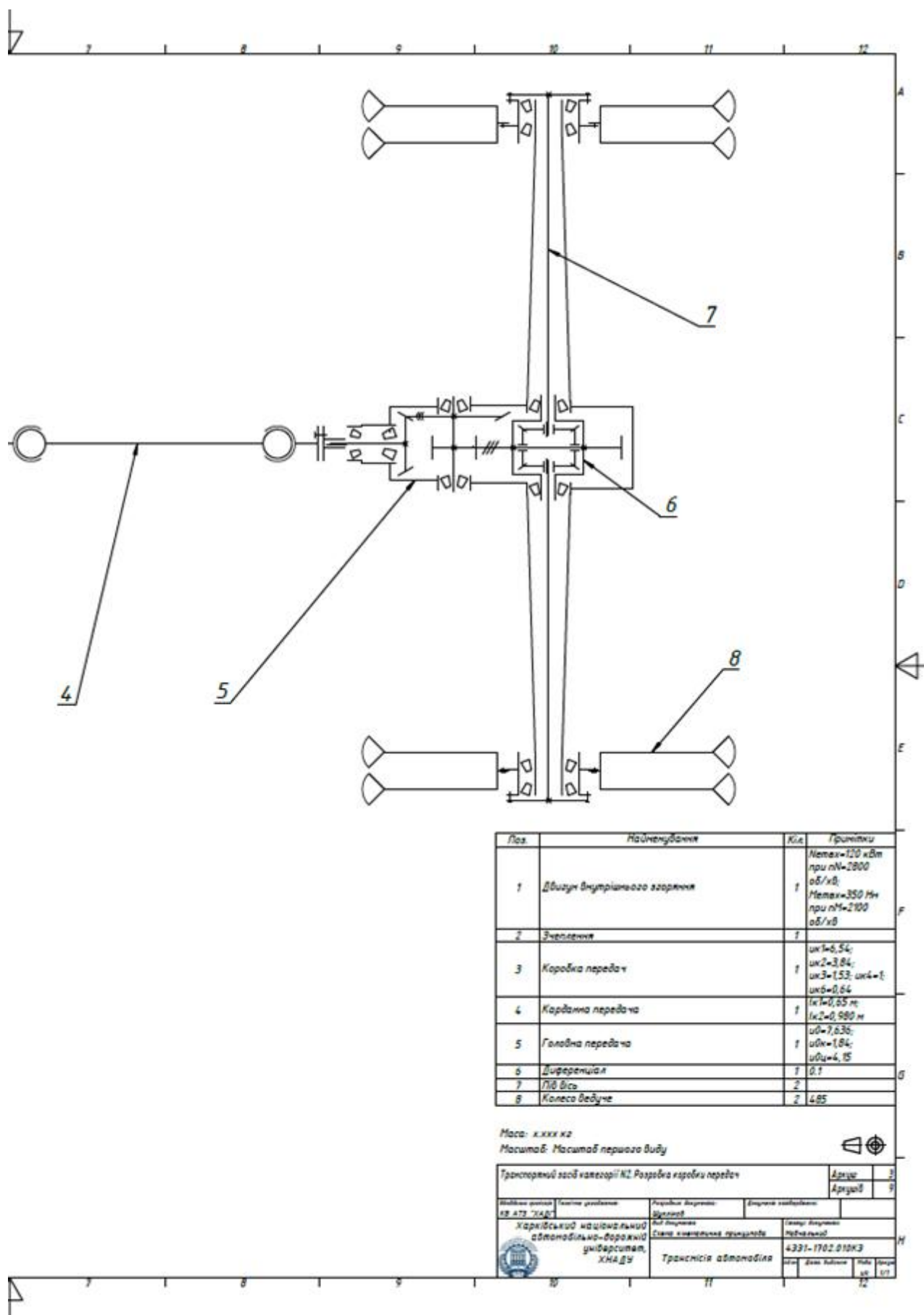


Рисунок К1 – Приклад схеми кінематичної



принципової «Трансмісія автомобіля»

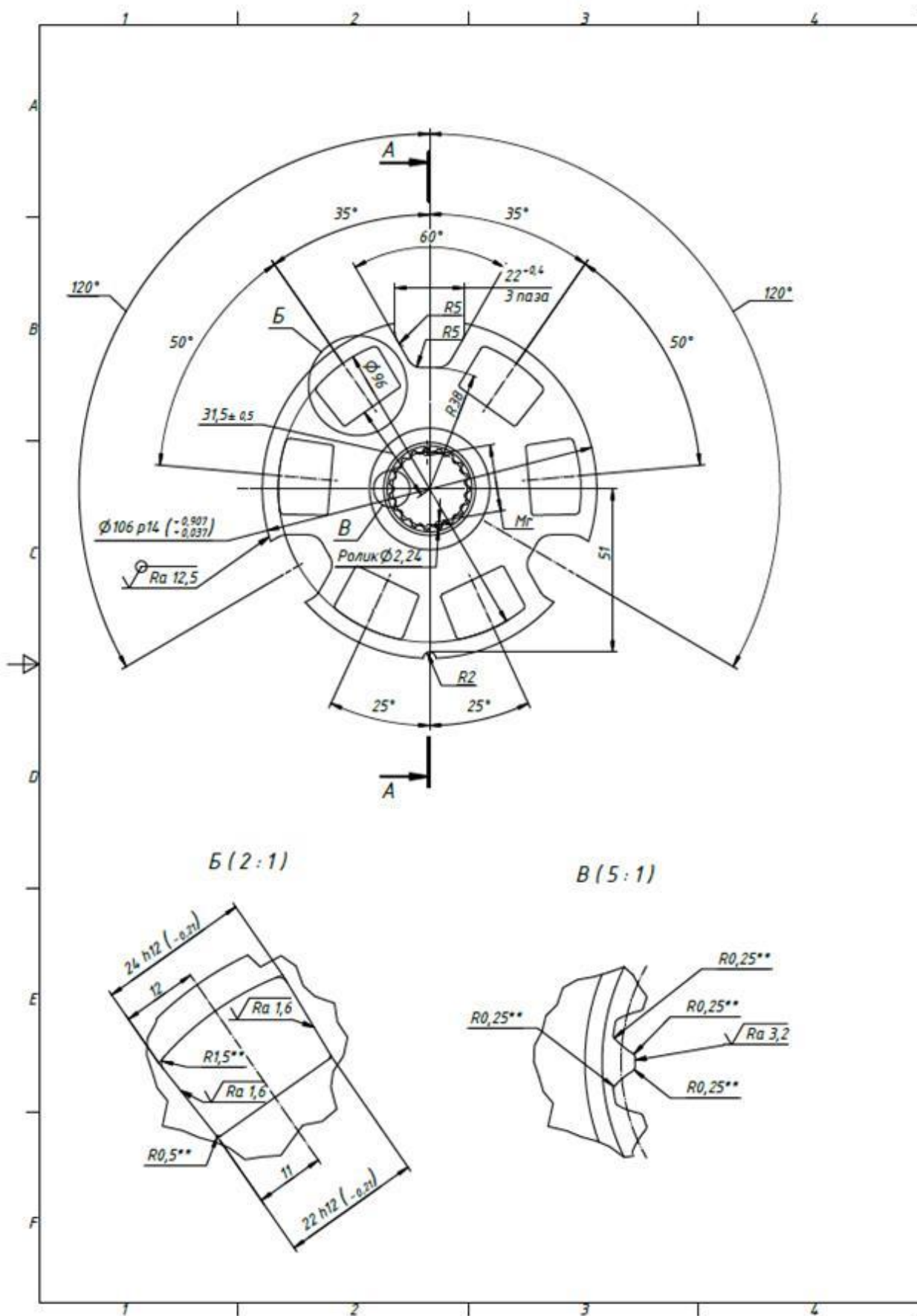


Рисунок К2 – Приклад креслення маточини



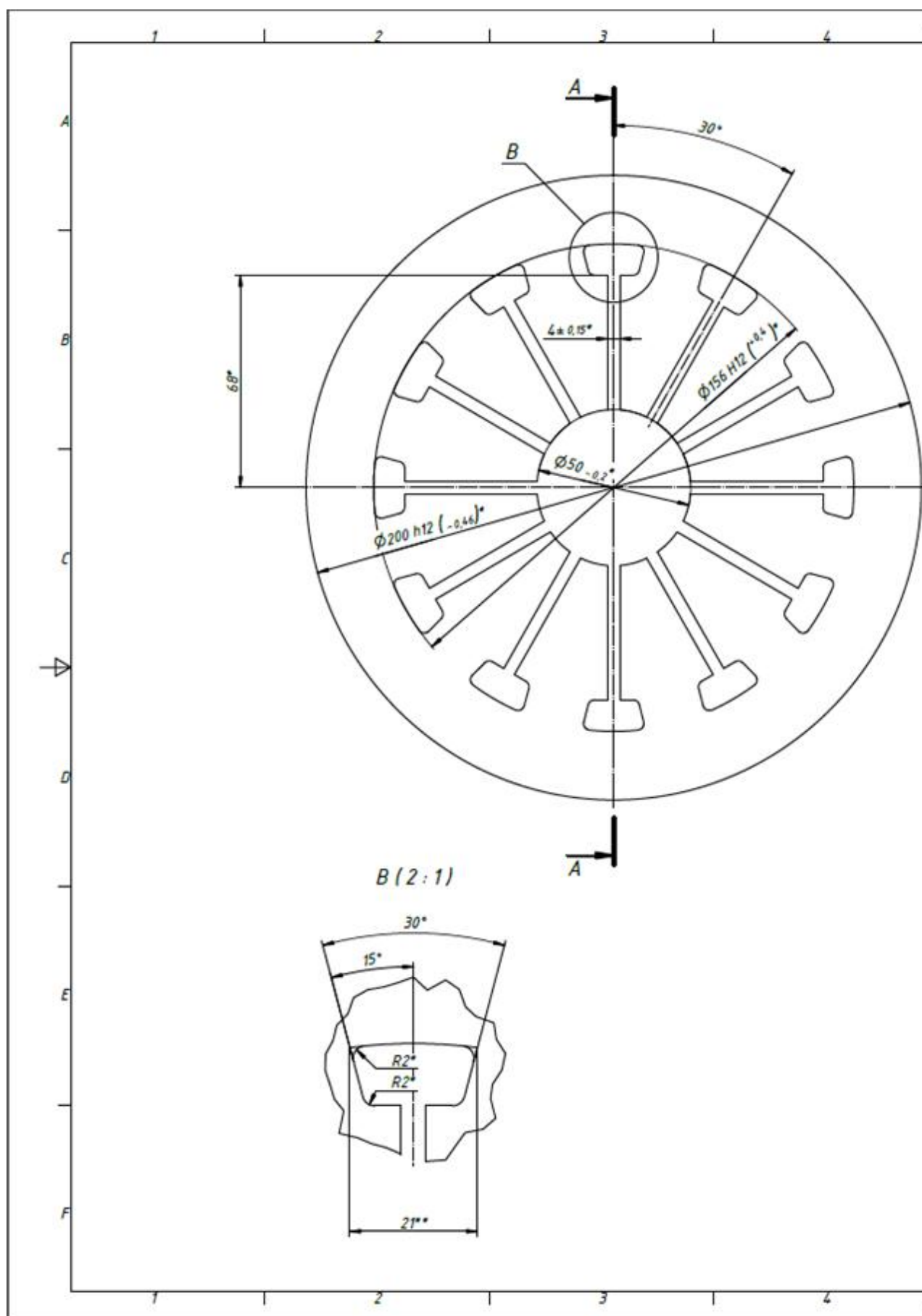
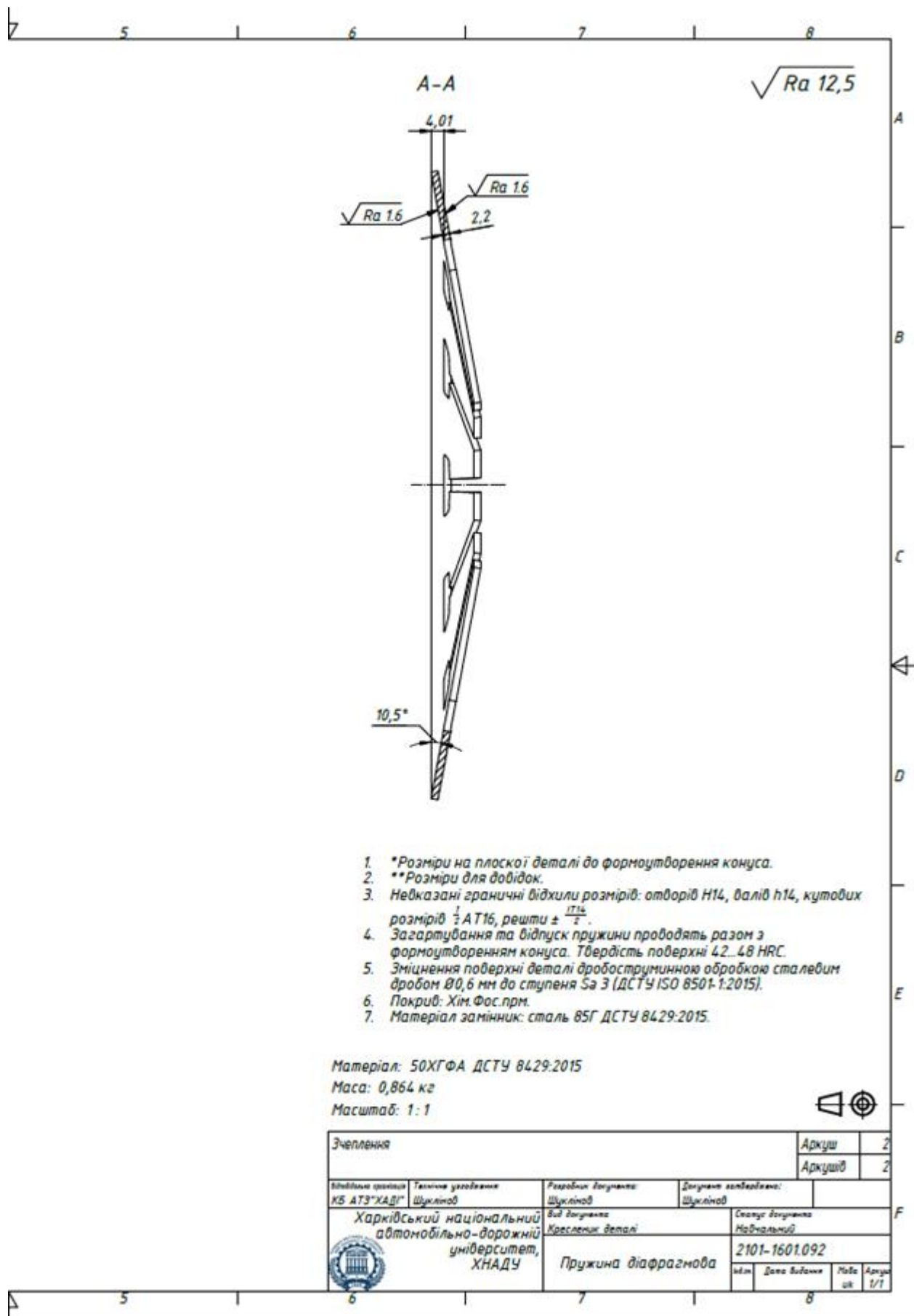


Рисунок К3 – Приклад креслення натискної



пружини зчеплення

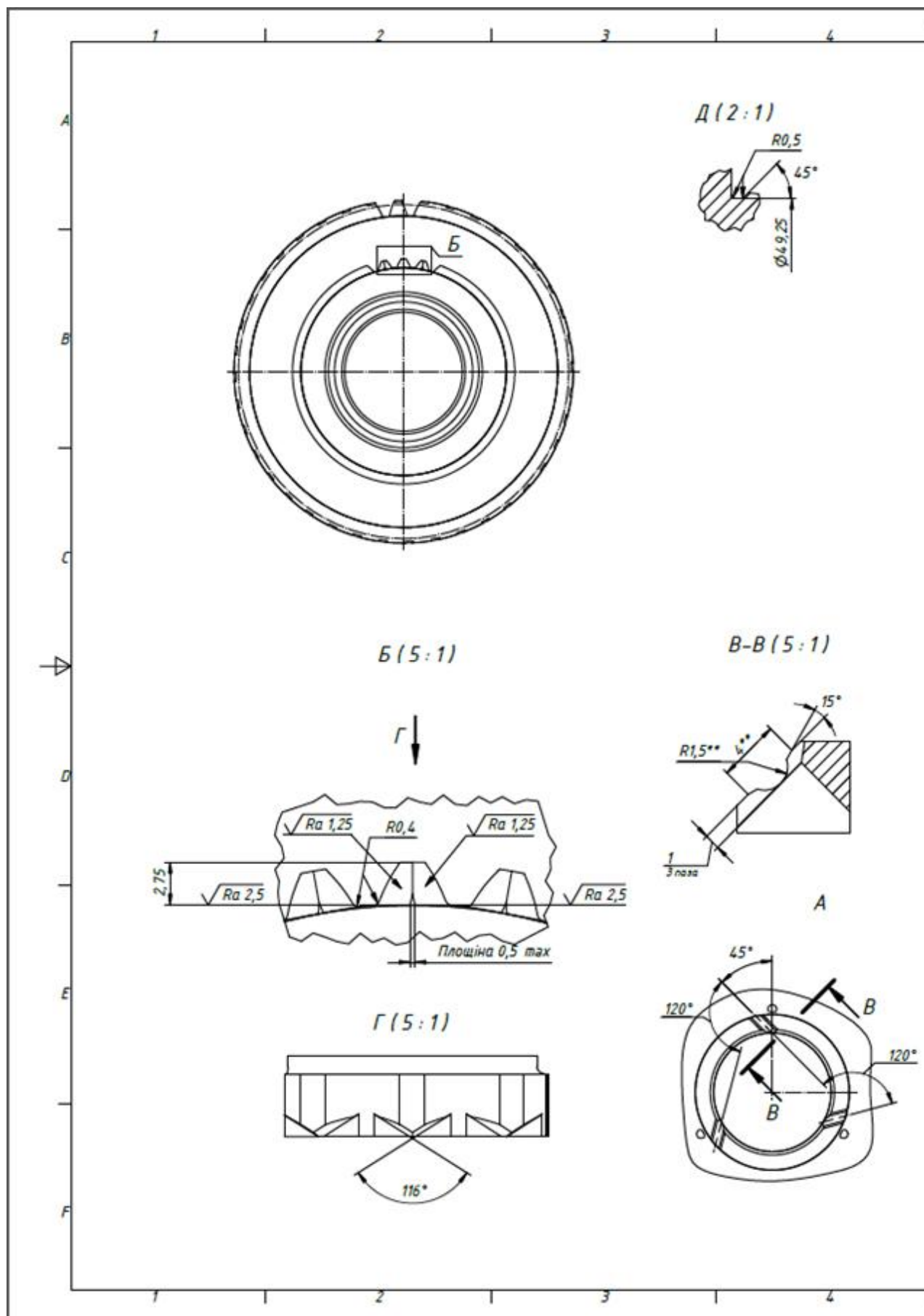
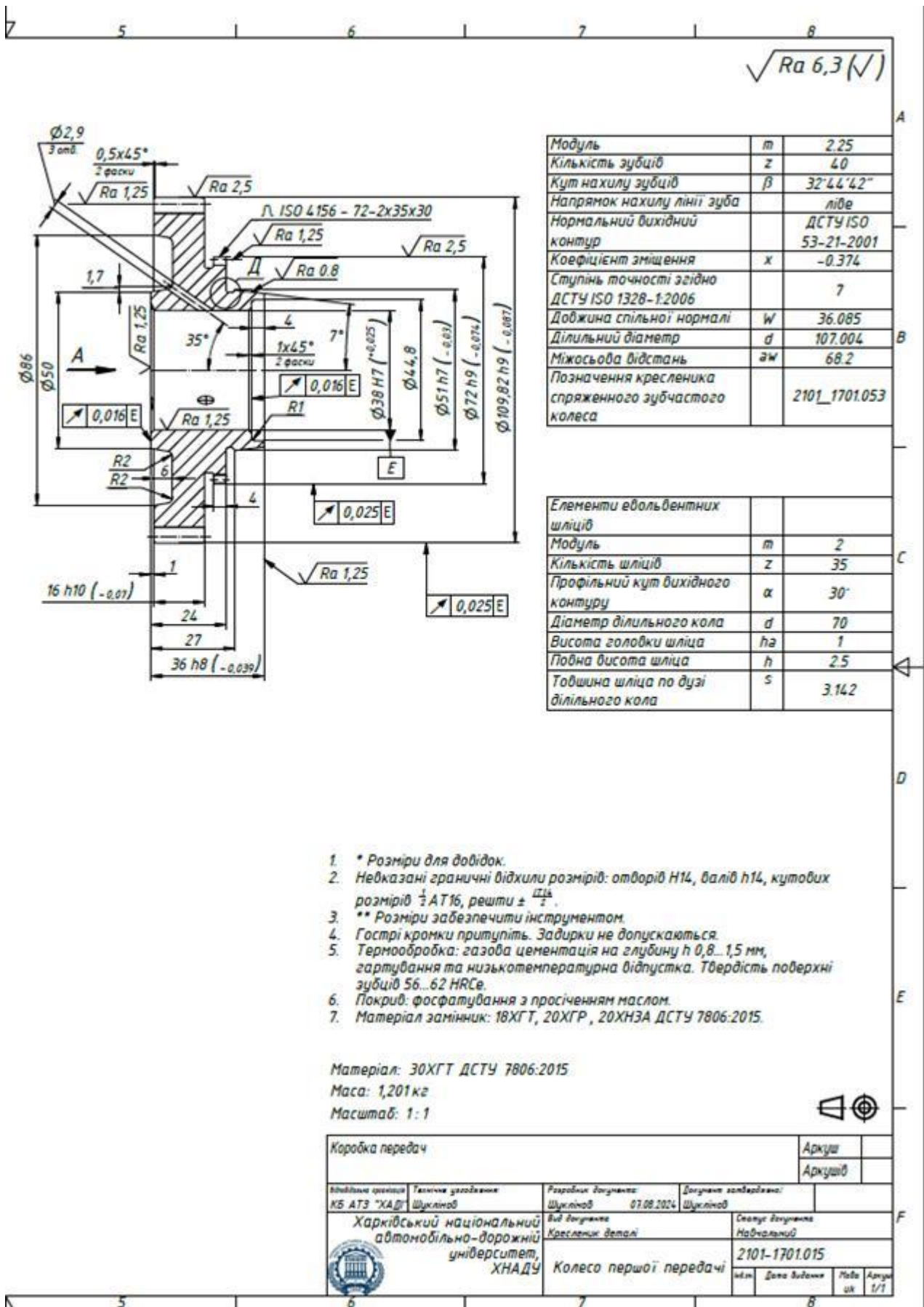


Рисунок К4 – Приклад креслення зубчастого



колеса першої передачі КП

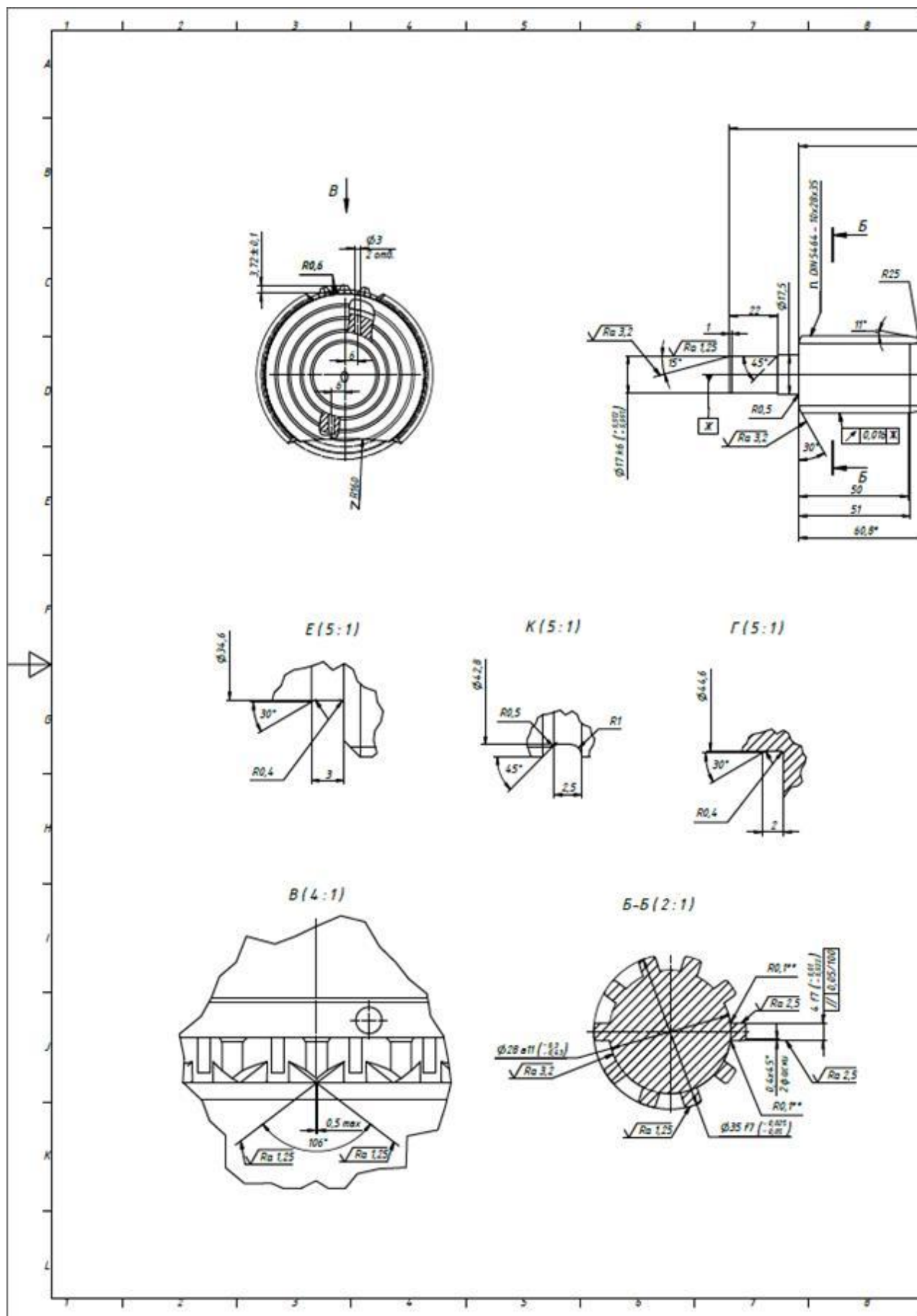
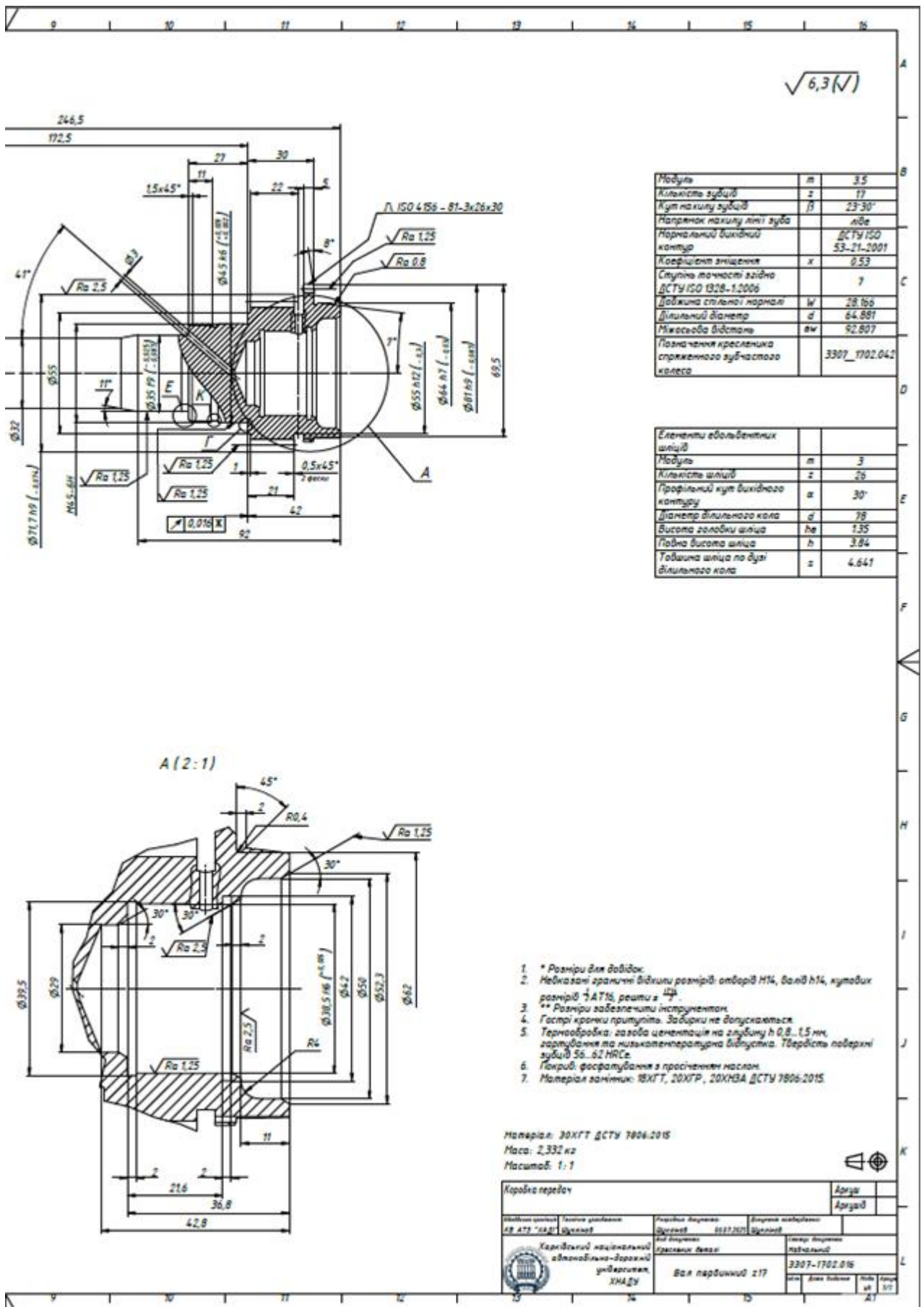


Рисунок К5 – Приклад кресленика первинного



вала коробки передач

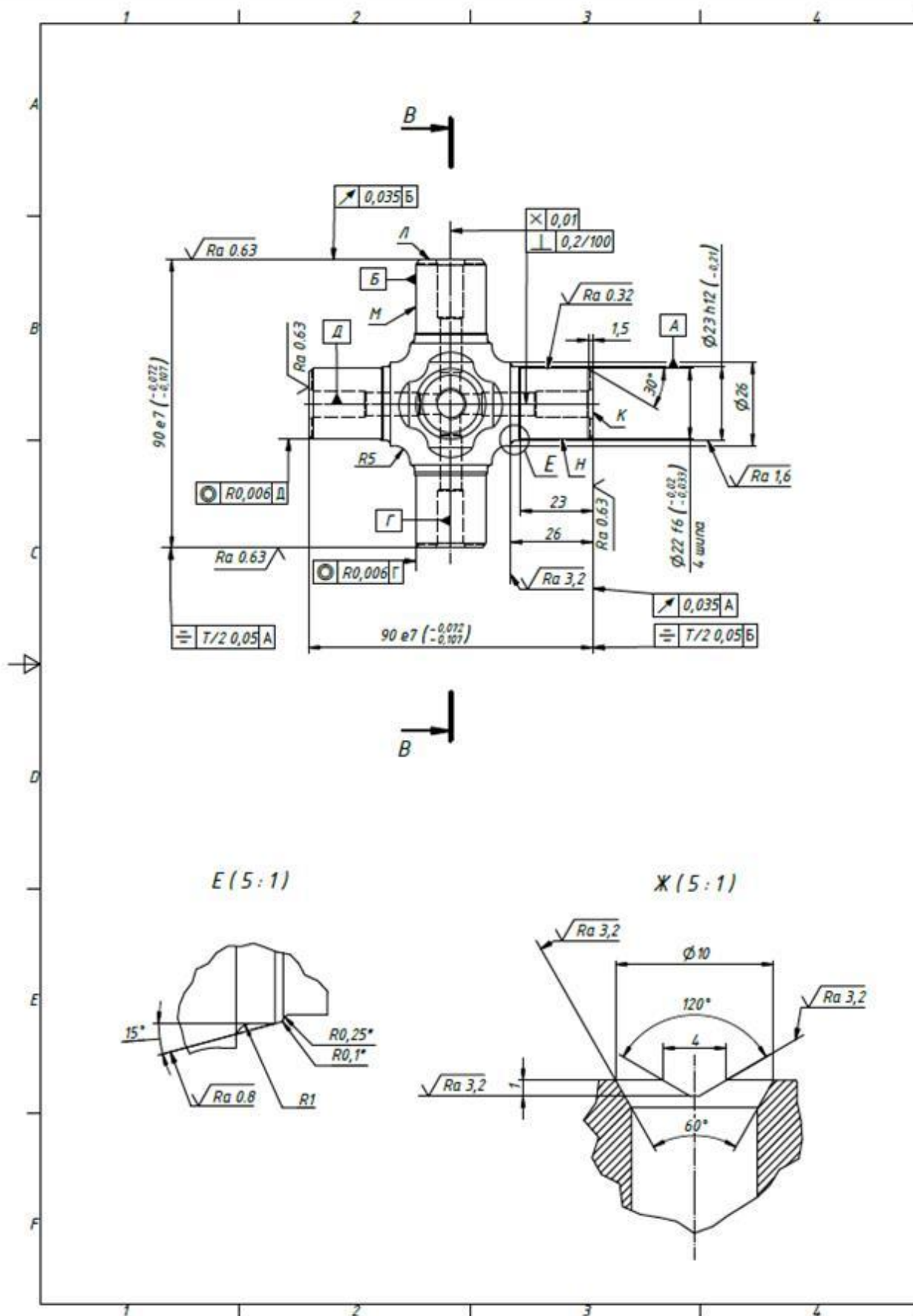
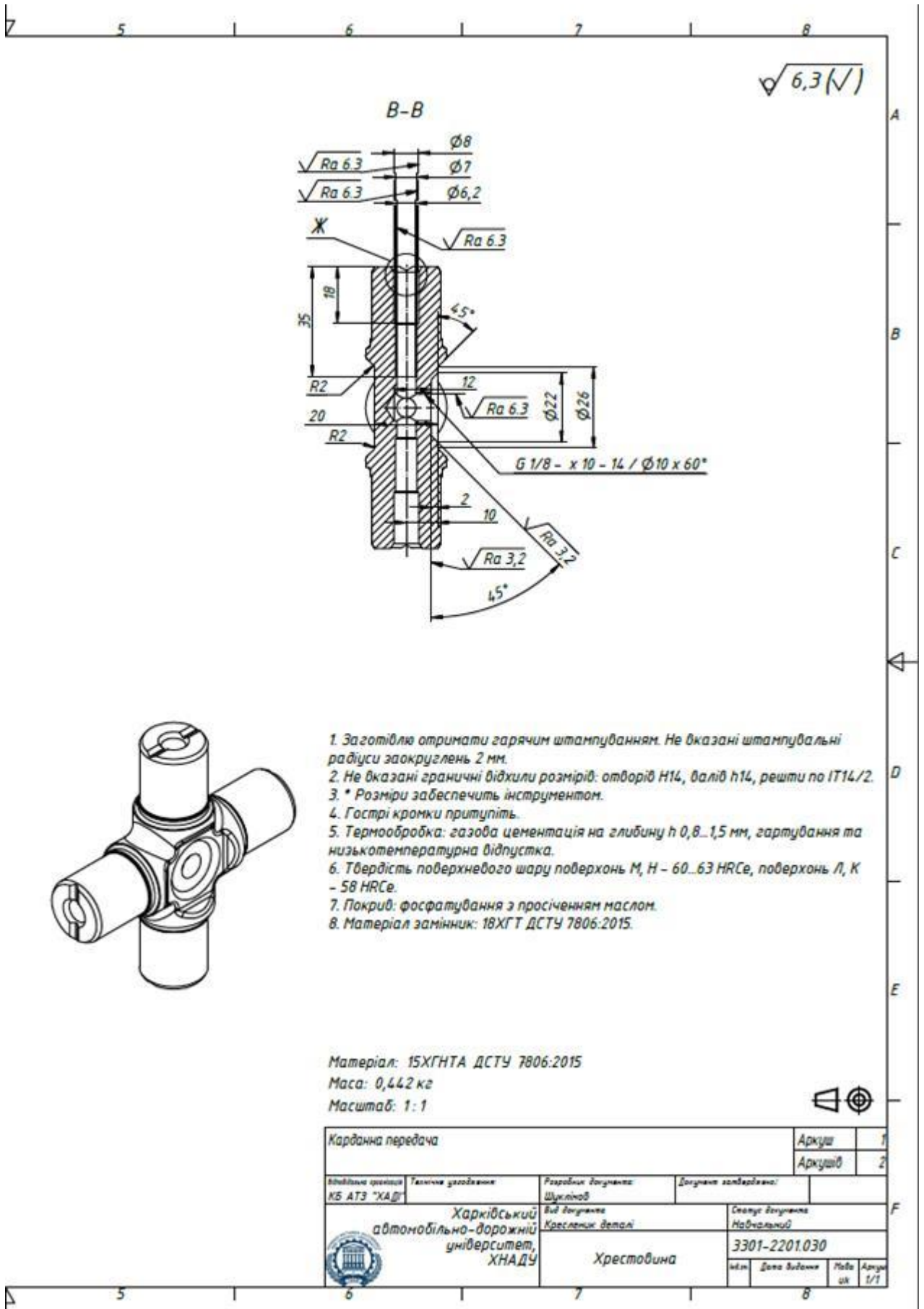
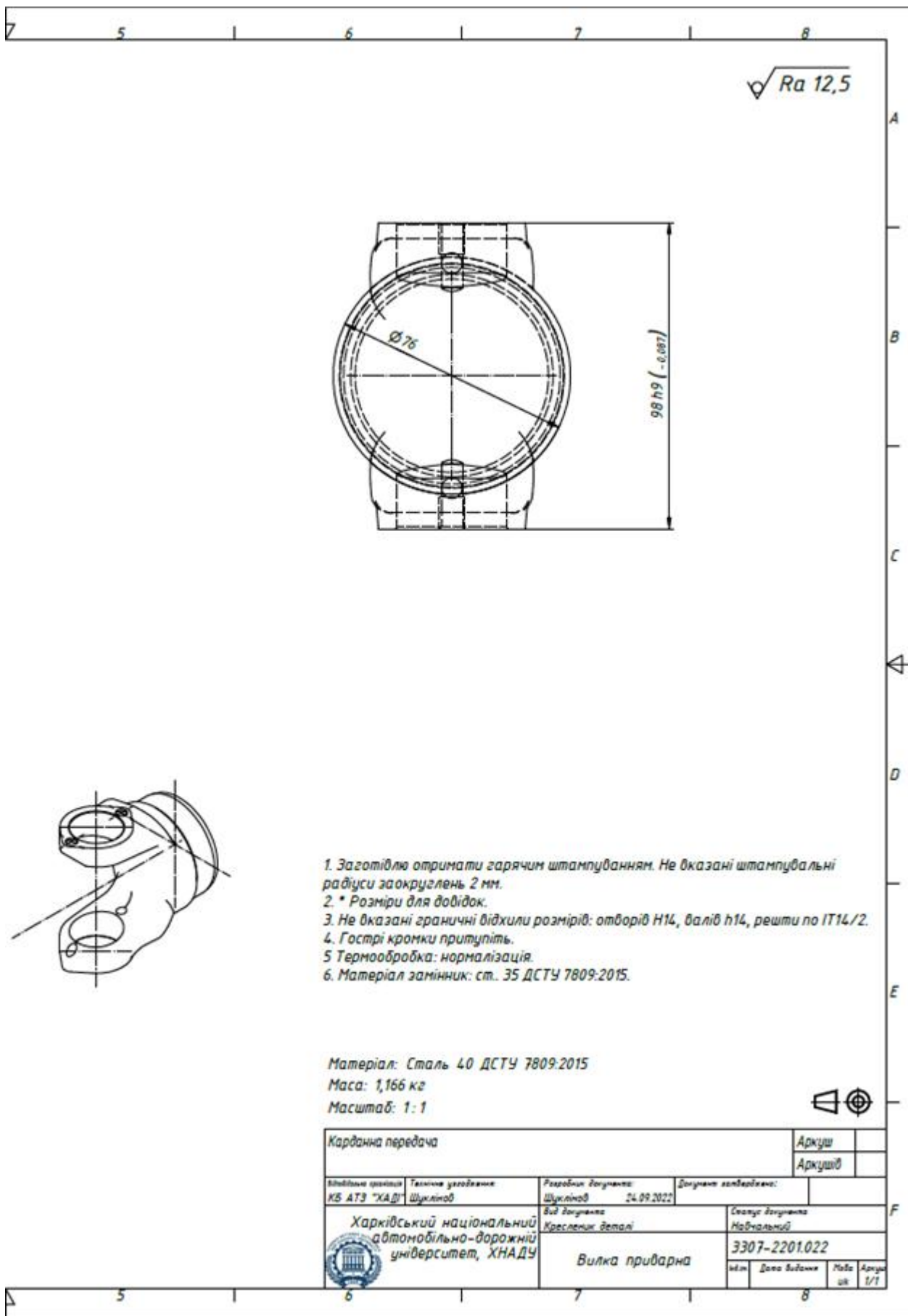


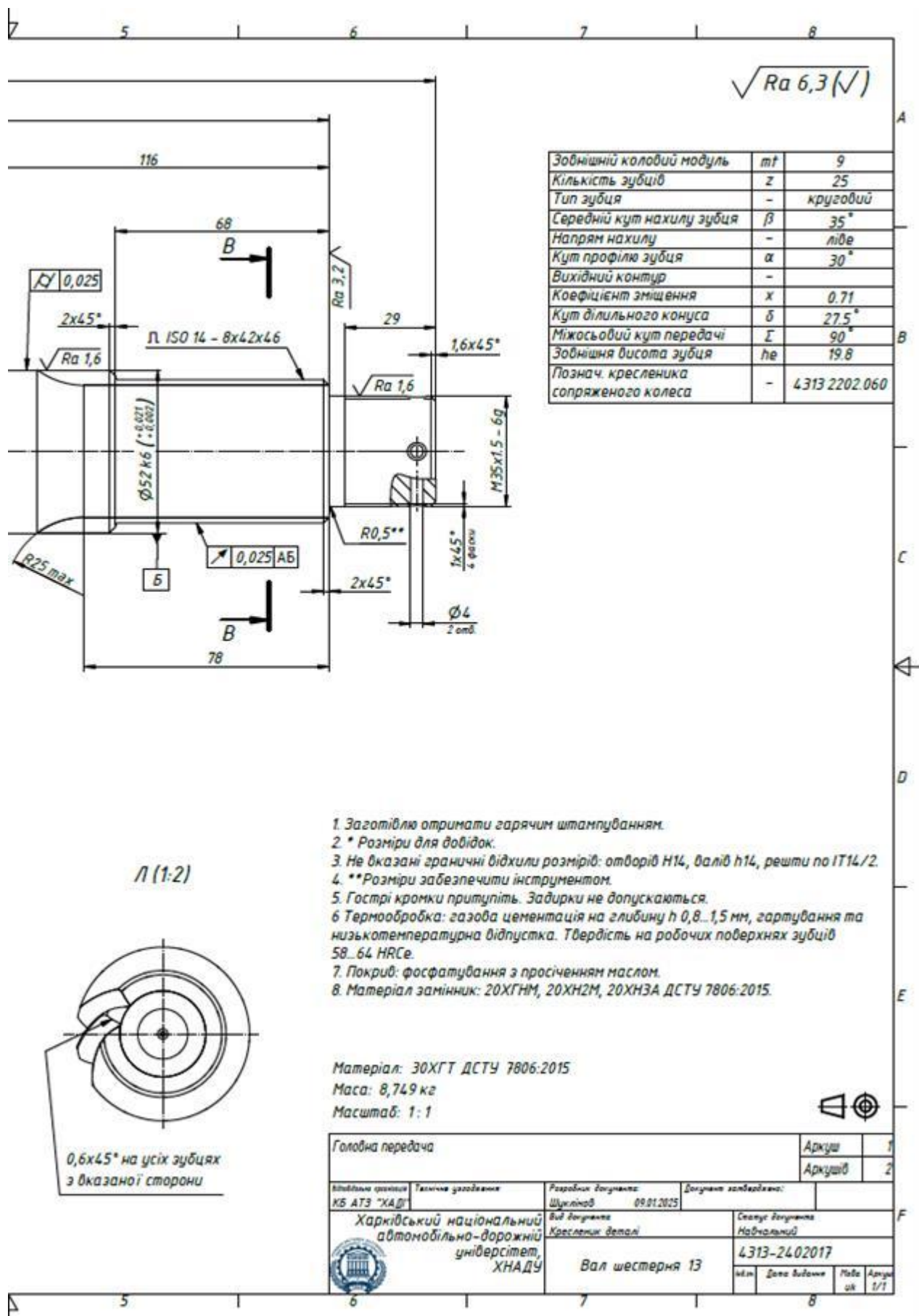
Рисунок К6 – Приклад креслення хрестовини



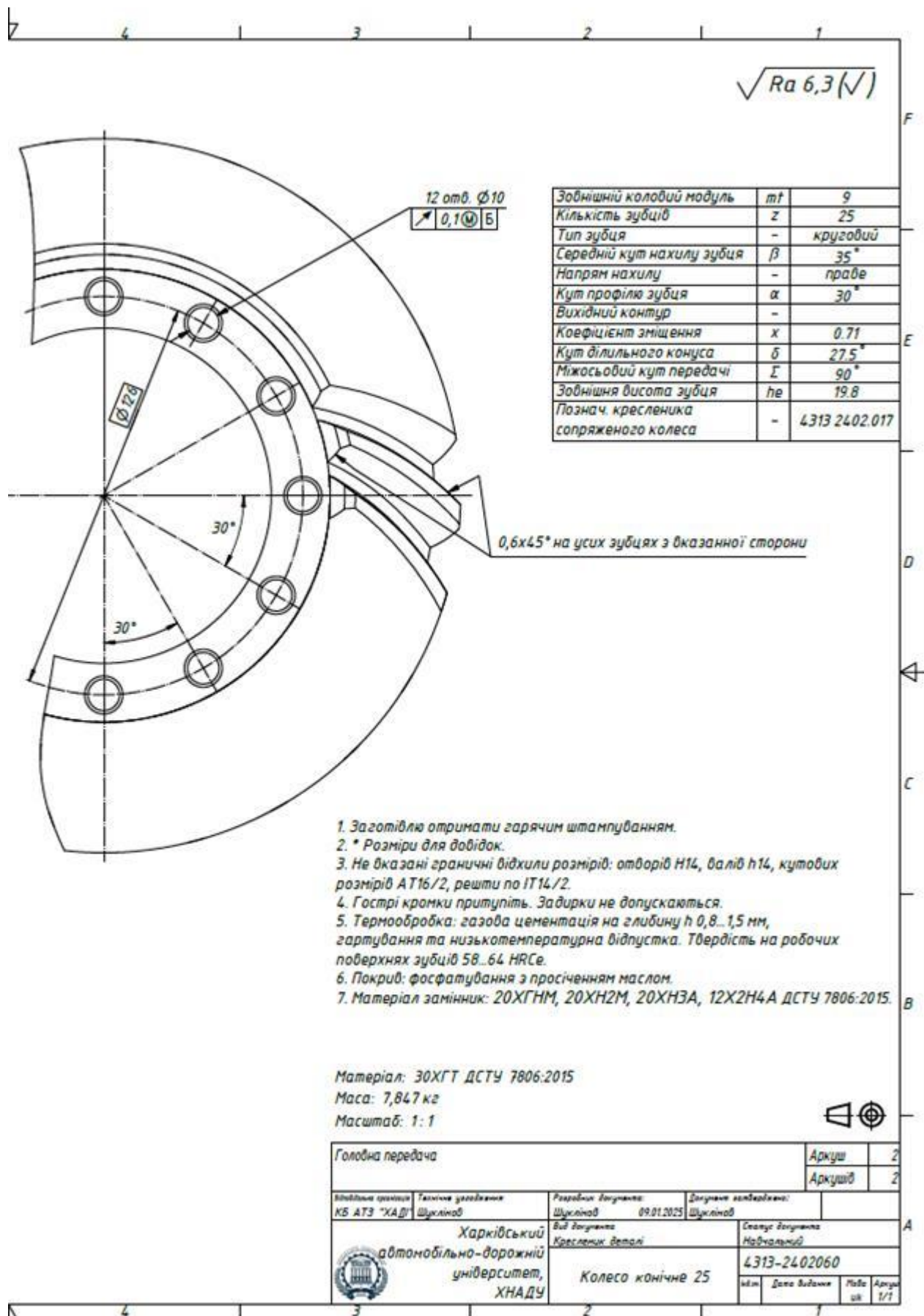
шарніра карданної передачі



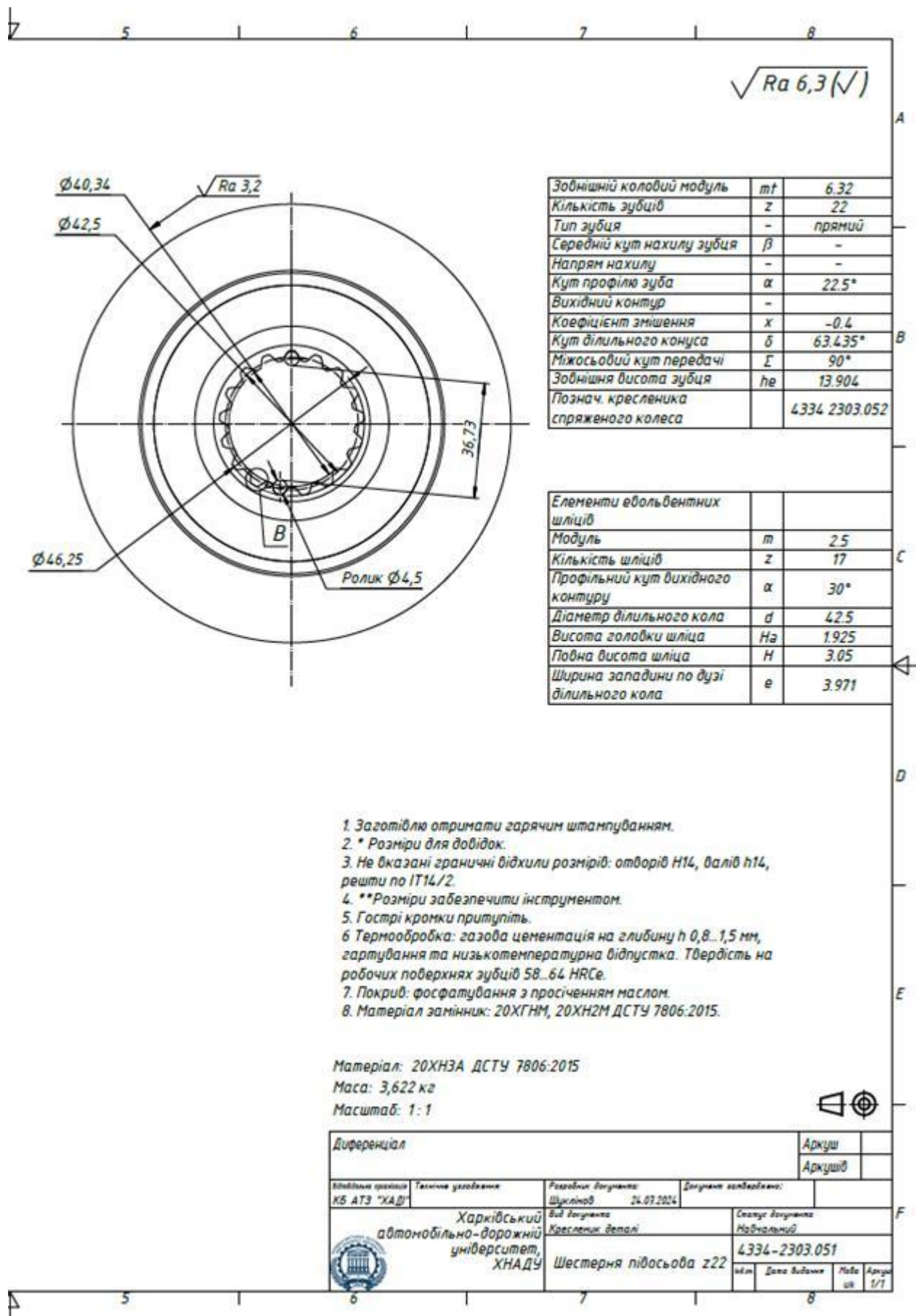
приварної до вала карданної передачі



вал-шестерні головної передачі



конічного колеса головної передачі



півосі диференціала

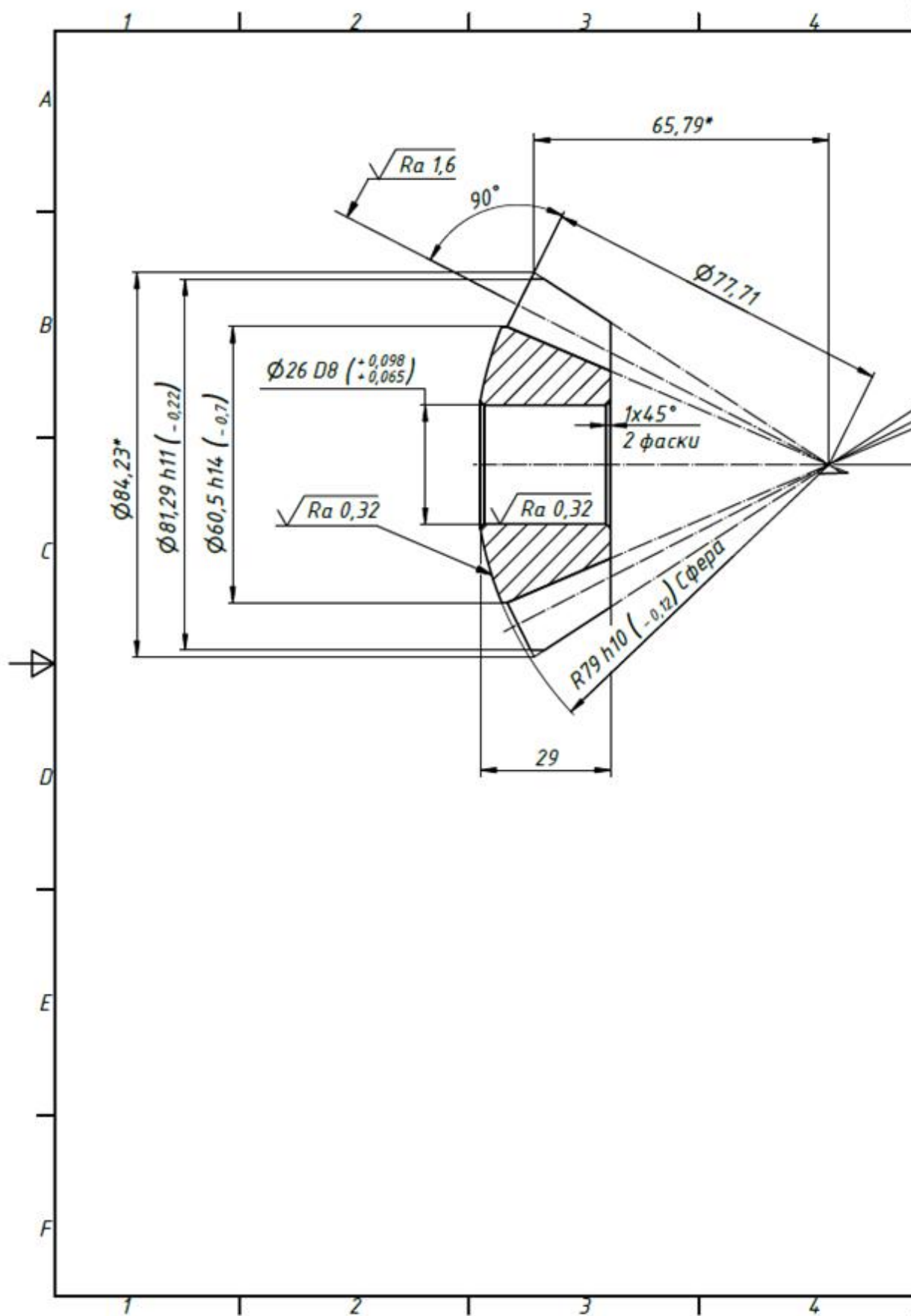


Рисунок К11 – Приклад кресленика сателіта

7
5
6
7
8

$\sqrt{Ra\ 6,3\ (\checkmark)}$
A



Зовнішній коловий модуль	<i>mt</i>	6.32
Кількість зубців	<i>z1</i>	22
Тип зубця	-	прямий
Середній кут нахилу зубця	β	-
Напрямок нахилу	-	-
Кут профілю зуба	α	22.5°
Вихідний контур	-	-
Коефіцієнт зміщення	<i>x</i>	-0.4
Кут ділильного конуса	δ	26,5651°
Міжосьовий кут передачі	Σ	90°
Зовнішня висота зубця	<i>he</i>	13.31
Познач. кресленика спряженого колеса		4334 2303.051

B

C

1. Заготівлю отримати гарячим штампуванням.
2. * Розміри для довідок.
3. Не вказані граничні відхилення розмірів: отворів H14, валів h14, решти по IT14/2.
4. Гострі кромки притупити.
5. Термообробка: газова цементація на глибину $h\ 0,8...1,5\text{ мм}$, гартування та низькотемпературна відпустка. Твердість на робочих поверхнях зубців 58...64 HRCe.
6. Покрив: фосфатування з просіченням маслом.
7. Матеріал замінник: 20ХГНМ, 20ХН2М ДСТУ 7806:2015.

Матеріал: 18ХГТ ДСТУ 7806:2015

Маса: 0,931 кг

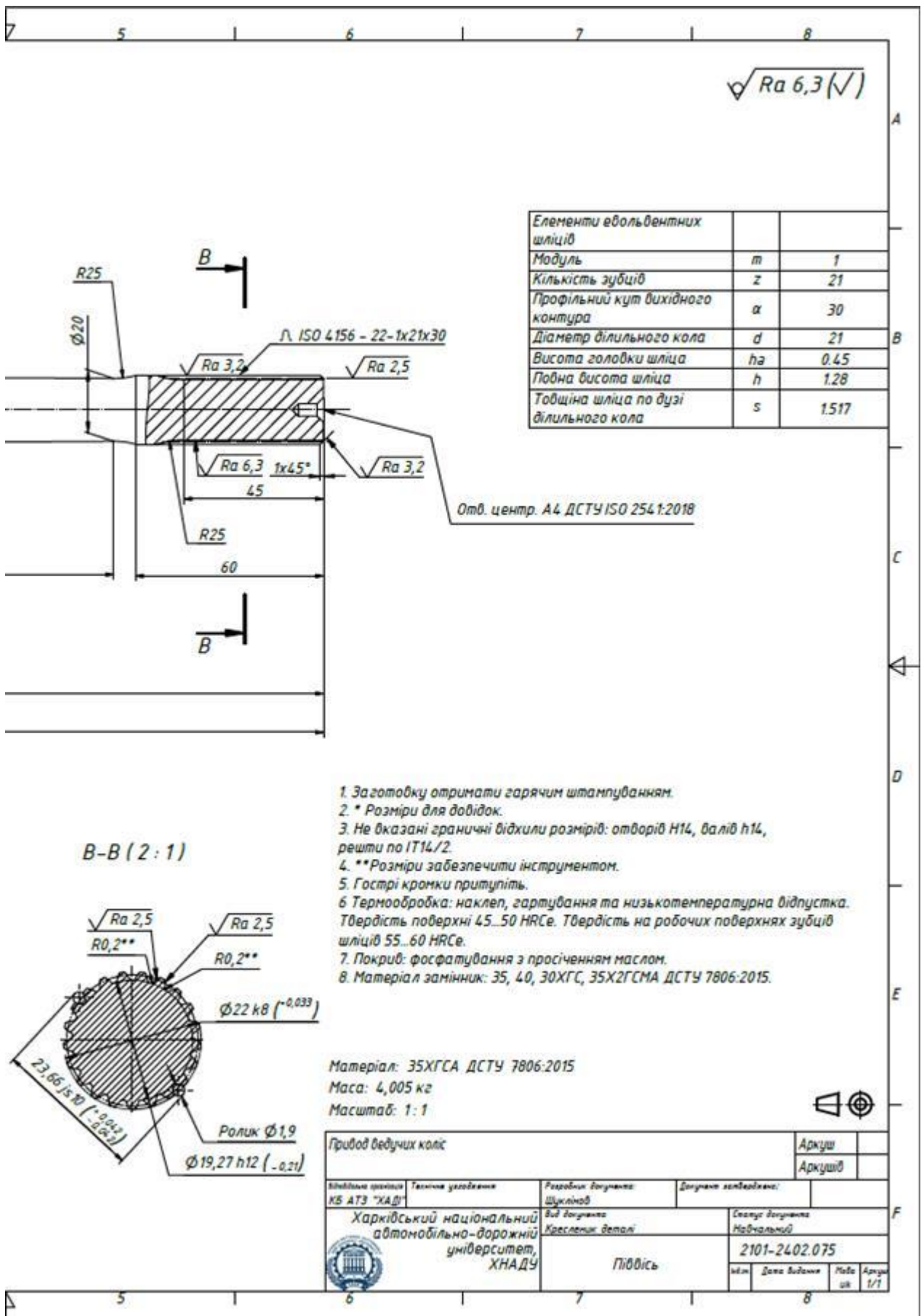
Масштаб: 1:1


E

7
5
6
7
8

Диференціал				Аркуш			
				Аркушів			
Відповідальна організація	Технічне узгодження:	Розробник документа:	Документ затверджено:				
КБ АТЗ "ХАДІ"		Шуклінов					
 Харківський автомобільно-дорожній університет, ХНАДУ			Вид документа		Статус документа		
			Кресленик деталі		Навчальний		
Camelot z11			4334-2303.052				
			Ідент	Дата видання	Мова	Аркуш	Іл

диференціала



легкового автомобіля

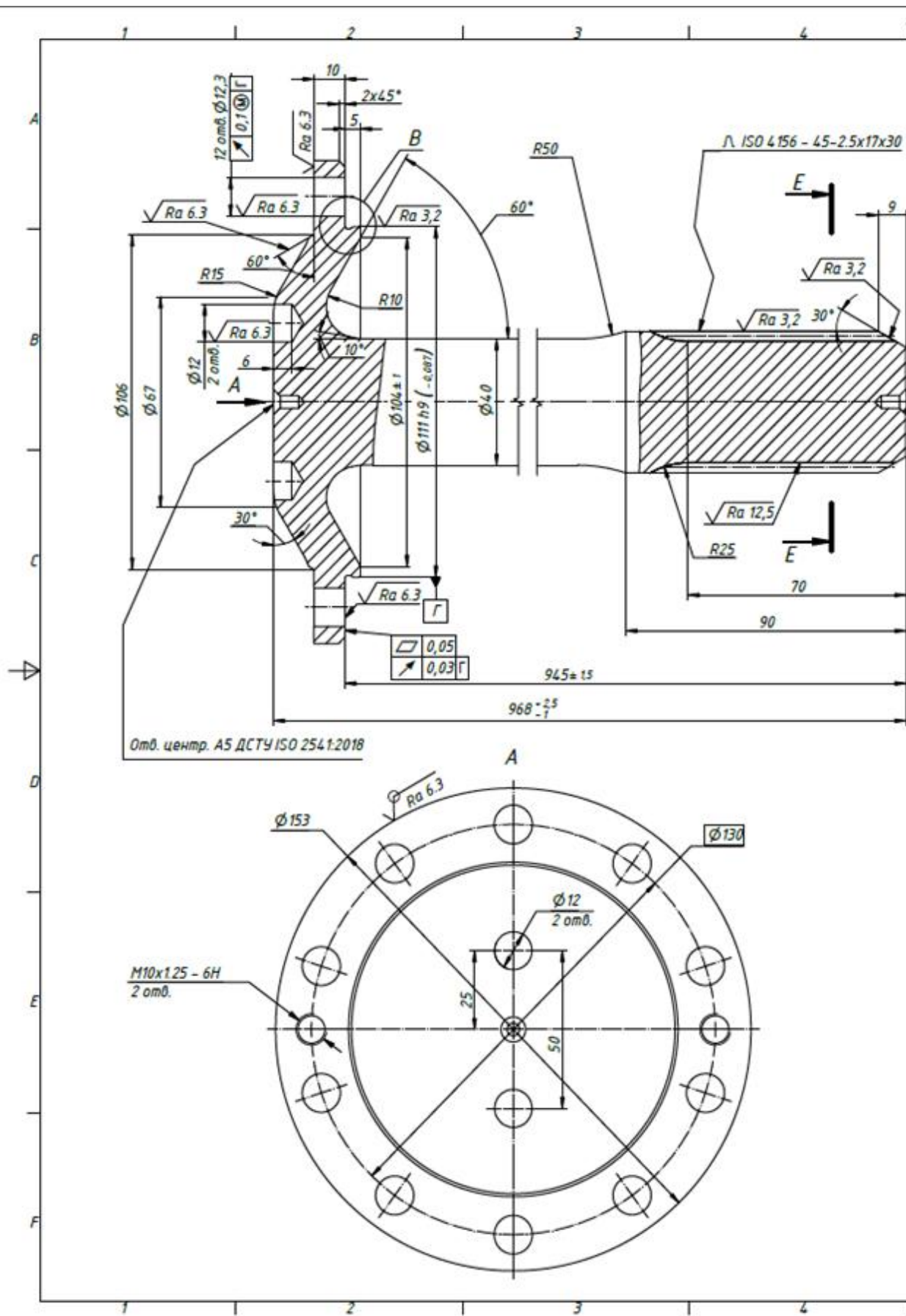
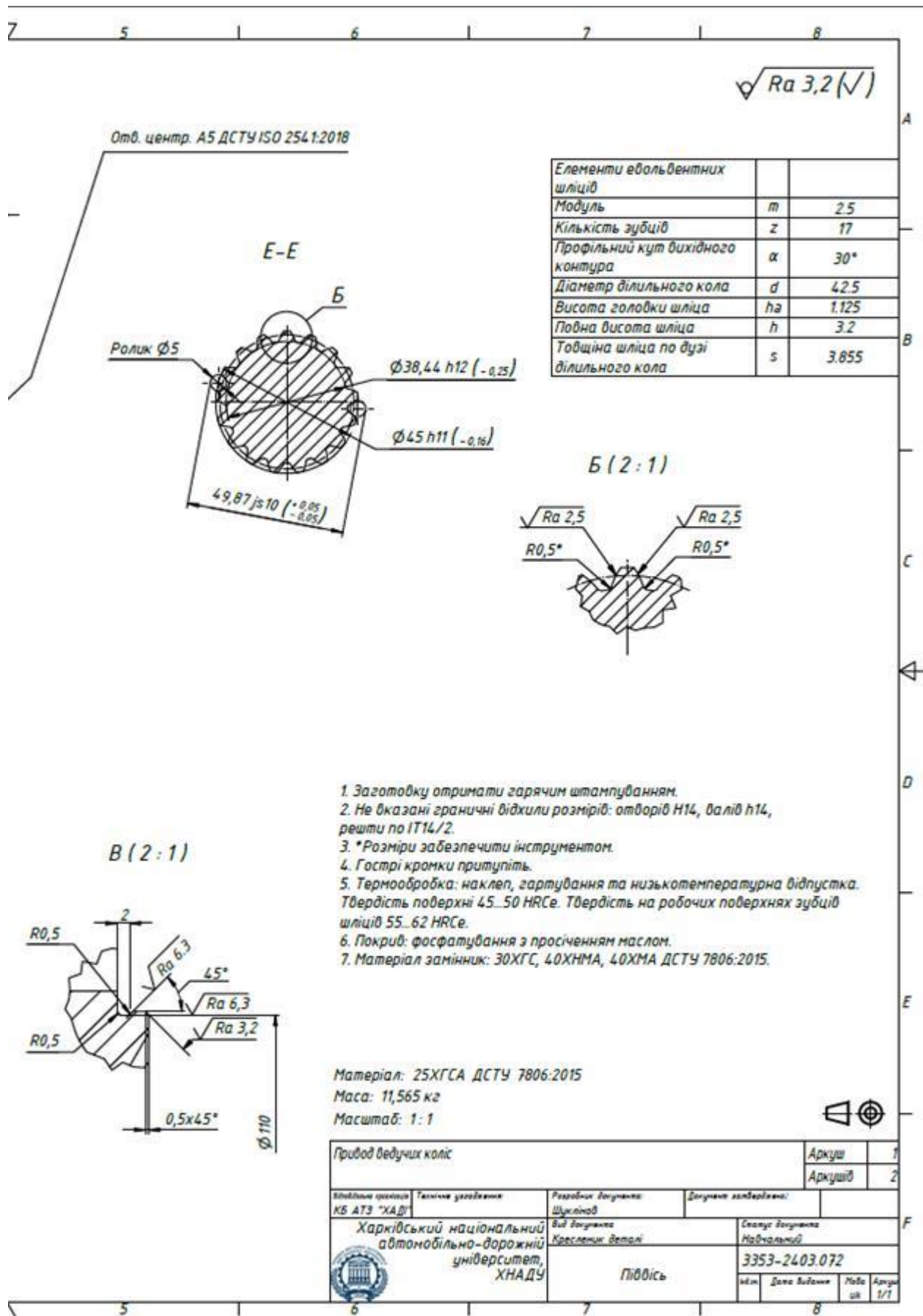


Рисунок К13 – Приклад креслення півосі



вантажного автомобіля



Навчальне видання

ШУКЛІНОВ Сергій Миколайович

МИХАЛЕВИЧ Микола Григорович

ЛЕОНТЬЄВ Дмитро Миколайович

УЖВА Анатолій Вікторович

АВТОМОБІЛЬ. АГРЕГАТИ ТРАНСМІСІЇ. КУРСОВЕ ПРОЄКТУВАННЯ

Навчальний посібник

Відповідальний за випуск *В.І. Клименко*

Редактор *Д.М. Леонтъєв*
Комп'ютерна верстка *С.М. Шуклінов*
Дизайн обкладинки *Д.М. Леонтъєв*