

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

О. М. Артюх, О. В. Дударенко  
В. В. Кузьмін, А. Ю. Сосик  
А. В. Щербина

## **РОБОЧІ ПРОЦЕСИ АВТОМОБІЛІВ**

Навчальний посібник

Запоріжжя • НУ «Запорізька політехніка» • 2021

УДК 629.33.026.1(075.8)

Р 58

*Рекомендовано до друку Вченою радою  
Національний університет «Запорізька політехніка»  
(Протокол № 3 від 6.12.2021 р.)*

**Рецензенти:**

*Сахно В. П.* – д.т.н., професор, академік Транспортної академії України, Заслужений працівник освіти України, завідувач кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету (м. Київ).

*Панченко А. І.* – д.т.н., професор, завідувач кафедри «Мехатронні системи та транспортні технології» Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного.

*Воронін С. В.* – д.т.н., професор, завідувач кафедри «Машинобудування та технічний сервіс машин» Українського державного університету залізничного транспорту.

Р 58 Робочі процеси автомобілів : навч. посіб. / О. М. Артюх,  
О. В. Дударенко, В. В. Кузьмін та ін. Запоріжжя : НУ  
«Запорізька політехніка», 2021. – 492 с.

ISBN 978-617-529-345-4

Навчальний посібник призначений для підготовки майбутніх фахівців в областях робочих процесів, оцінки конструкцій і розрахунку агрегатів автомобілів відповідно до вимог надійності та формування експлуатаційних властивостей автомобіля. Також щоб вони могли приймати технічно обґрунтовані рішення щодо вибору способів експлуатації, сервісу і ремонту агрегатів для рухомого складу автотранспорту з метою економії паливно-енергетичних ресурсів, інтенсифікації технологічних процесів і ефективного захисту навколишнього середовища. Посібник призначений для студентів які навчаються за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування.

УДК 629.33.026.1(075.8)

ISBN 978-617-529-345-4

© Національний університет  
«Запорізька політехніка», 2021  
© Артюх О. М., Дударенко О. В.,  
Кузьмін В. В., Сосик А. Ю.,  
Щербина А. В., 2021

## ЗМІСТ

Вступ.....	7
1 Вступ до курсу. Технічні основи проектування автотранспортних засобів.....	8
1.1 Предмет і завдання дисципліни.....	8
1.2 Технічні основи проектування автотранспортних засобів.....	10
1.3 Ескізний проект.....	17
1.4 Технічний проект.....	20
1.5 Робоча документація.....	22
1.6 Порядок постановки автомобілів на виробництво.....	25
1.7 Стандартизація в автомобілебудуванні.....	29
1.8 Уніфікація виробів.....	33
1.9 Агрегаткування.....	35
2 Схеми трансмісій і навантажувальні режими.....	39
2.1 Основні вимоги до трансмісій автомобілів.....	39
2.2 Схеми трансмісій автомобілів.....	40
2.3 Характер ушкоджень і види розрахунків деталей автомобілів.....	57
2.4 Розрахункові схеми для аналізу динамічної навантаженості трансмісій.....	66
2.5 Визначення максимальних навантажень у трансмісії.....	83
2.6 Навантажувальний режим при розрахунках трансмісії на довговічність.....	89
3 Зчеплення.....	102
3.1 Класифікація зчеплень.....	102
3.2 Вимоги до зчеплень.....	103
3.3 Робочий процес фрикційного дискового зчеплення.....	108
3.4 Виключений стан зчеплення.....	114
3.5 Включення зчеплення.....	117
3.6 Робота буксування й розрахунки на нагрівання.....	122
3.7 Вимикання зчеплення.....	126
3.8 Підсилювачі привода зчеплення.....	127
3.9 Автоматизація керування зчепленням.....	131
3.10 Розрахунки на працездатність.....	132
4 Коробка передач.....	138
4.1 Класифікація коробок передач.....	138

4.2	Вимоги до коробок передач.....	139
4.3	Робочий процес механічної східчастої коробки передач.....	142
4.4	Навантаження, що діють на зубчасті колеса і вали.....	144
4.5	Включення передач.....	148
4.6	Особливості робочого процесу планетарної коробки передач.....	158
4.7	Додаткові коробки передач.....	167
4.8	Розрахунки на працездатність.....	169
4.9	Особливості розрахунків планетарних коробок передач.....	171
5	Роздавальні і додаткові коробки передач.....	175
5.1	Вимоги до конструкції, класифікація.....	175
5.2	Кінематичні схеми і конструкції.....	176
5.3	Міжосьові диференціали.....	187
5.4	Елементи керування роздавальними коробками.....	189
5.5	Додаткові коробки передач.....	191
5.6	Вибір розмірів і розрахунки основних деталей.....	193
6	Безступінчасті та комбіновані передачі.....	198
6.1	Фрикційні передачі.....	201
6.2	Торовий варіатор.....	201
6.3	Клиноремінний варіатор.....	203
6.4	Гідрооб'ємні (гідростатичні) передачі.....	207
6.5	Електричні передачі.....	210
6.6	Гідродинамічні передачі.....	215
6.7	Несталі режими роботи.....	222
6.8	Гідромеханічні коробки передач.....	226
7	Головна передача і привод до ведучих коліс.....	238
7.1	Вимоги до конструкції і класифікація.....	238
7.2	Конструкції головних передач та їх елементів.....	238
7.3	Робочий процес головних передач.....	260
7.4	Розрахунки на працездатність.....	265
7.5	Привод до ведучих коліс.....	267
8	Диференціал.....	272
8.1	Класифікація диференціалів і вимоги до них.....	272
8.2	Робочий процес диференціала.....	273
8.3	Коефіцієнт блокування й ККД.....	274
8.4	Диференціали інших схем.....	280

8.5	Вплив диференціала на експлуатаційні властивості автомобілів .....	286
8.6	Розрахунки на працездатність .....	288
8.7	Робочий процес міжколісного диференціала .....	290
9	Карданна передача .....	304
9.1	Вимоги до конструкції і класифікація .....	304
9.2	Шарніри рівних кутових швидкостей .....	311
9.3	Робочий процес карданних передач .....	315
9.4	Передача обертowego руху карданними шарнірами .....	318
9.5	Вібрації карданних передач .....	325
9.6	Карданні передачі півосей .....	332
9.7	Розрахунки на працездатність .....	334
10	Рульове управління .....	342
10.1	Класифікація рулевих управлінь і вимоги до них .....	342
10.2	Робочий процес рульового управління .....	345
10.3	Рульовий привод .....	347
10.4	Рульові механізми .....	352
10.5	Підсилювачі рульового управління .....	360
10.6	Основні оцінні параметри підсилювача .....	364
10.7	Розрахунки на працездатність .....	369
11	Гальмове управління .....	375
11.1	Класифікація гальмового управління і вимоги до нього .....	375
11.2	Робочий процес гальмових механізмів .....	379
11.3	Дискові гальмові механізми .....	382
11.4	Гідродинамічні гальмові механізми .....	384
11.5	Розрахунок гальмівних механізмів на нагрів .....	389
11.6	Гальмові приводи .....	391
11.7	Регулятор гальмових сил .....	405
11.8	Антиблокувальна система .....	413
11.9	Розрахунки на працездатність .....	416
12	Підвіска .....	418
12.1	Класифікація підвісок і вимоги до них .....	418
12.2	Робочий процес підвіски .....	420
12.3	Пружний пристрій підвіски .....	430
12.4	Пристрій гасіння коливань підвіски .....	436
12.5	Керовані підвіски .....	438
12.6	Розрахунки на працездатність .....	439

13 Колеса й шини .....	450
13.1 Класифікація коліс та шин.....	450
13.2 Основні вимоги до шин.....	450
13.3 Вимоги безпеки.....	451
14 Кузов і рама.....	454
14.1 Класифікація кузовів і рам, вимоги до них .....	454
14.2 Виконання вимог до кузовів і рам конструктивними заходами .....	455
14.3 Основи розрахунків кузовів і рам .....	456
14.4 Розрахунки на працездатність .....	465
15 Вібрації та шум в автомобілі.....	467
15.1 Вплив вібрацій і шуму в автомобілі, їхні джерела .....	470
15.2 Вплив вібрацій на водія й пасажирів .....	472
15.3 Вплив внутрішнього шуму на водія й пасажирів .....	472
15.4 Джерела вібрації .....	474
15.5 Джерела шуму .....	477
15.6 Шляхи зниження вібрацій і внутрішнього шуму .....	479
15.7 Шляхи зниження внутрішнього шуму.....	480
Література .....	484

## ВСТУП

В результаті інтенсивного вдосконалювання конструкцій автомобілів, більш частого відновлення моделей що випускаються, додання їм високих споживчих якостей, виникає необхідність підвищення рівня підготовки майбутніх інженерів за фахом «Колісні та гусеничні транспортні засоби».

Тому при розробці даного курсу – «Робочі процеси автомобілів», автори ставили перед собою завдання викладу основних інженерних відомостей, необхідних майбутньому інженеру для конструювання й розрахунків автомобіля.

При цьому велику увагу розгляду динамічних процесів, що протікають в окремих агрегатах і автомобілі в цілому, що дає можливість повніше оцінити вплив різних конструктивних факторів і правильно підійти до вибору оптимальних параметрів при конструюванні автомобіля.

Вивченню даного курсу повинне передувати вивчення загального устрою автомобіля, а також загальнотехнічних дисциплін. У пропонованому курсі лекцій розглядаються питання конструювання, розрахунків і практичного застосування вузлів і агрегатів автомобіля відповідно до сучасних вимог.

Виклад теоретичних основ ілюструється практичними прикладами аналізу, розрахунків і конструювання сучасних агрегатів автомобіля. Комплексний характер даного лекційного курсу, природно, не дозволяє повністю вичерпати всі питання, що відносяться до розрахунків кожного типу автомобіля.

Тут розглядаються лише загальні питання проектувальних і перевірочних розрахунків, конструювання й експлуатації окремих агрегатів, які можуть знайти застосування як у навчальному процесі, так і надалі при інженерній роботі випускників.

Враховуючи величезний ріст інформації в області теорії, розрахунків і конструкції автомобілів, автори визнали за можливе не захарашувати даний курс надмірним математичним апаратом, а відносно конструктивних рішень, використовуваних у серійному виробництві автомобілів, обмежилися або типовими, або найбільш новими варіантами.

# 1 ВСТУП ДО КУРСУ. ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

## 1.1 Предмет і завдання дисципліни

Метою викладання дисципліни «Робочі процеси автомобілів» є формування у студентів системи наукових і практичних знань в області конструкцій сучасних автотранспортних засобів (АТЗ), досліджень та аналізу робочих процесів, що відбуваються в них, різних видів розрахунку механізмів АТЗ, з метою отримання оптимальних характеристик по екологічності, економічності й надійності.

Кінцевою метою є забезпечення ефективного функціонування випускника в сучасних умовах, а отже підготовка не просто фахівця в якійсь вузькій сфері виробництва і управління, а особистості, здатної до різних сфер діяльності, і яка усвідомлено приймає рішення з усього комплексу питань виробництва.

В ході вивчення даного курсу студенти повинні придбати навички аналізу робочих процесів агрегатів і систем автомобіля, конструювання типових вузлів автомобіля, освоєння методик оцінки й аналізу конструкції механізмів.

В результаті вивчення курсу «Робочі процеси автомобілів» студенти повинні знати: стан автомобільного транспорту в нашій країні та за рубежом, тенденції його розвитку, принципи конструкції й робочі процеси механізмів і систем АТЗ, методи оцінки й аналізу конструкції механізмів та основи їх розрахунків.

На основі отриманих знань студент повинен вміти: самостійно освоювати нові конструкції АТЗ і оцінювати їхній технічний рівень, розраховувати нові конструкції вузлів та агрегатів АТЗ, відповідно організовувати їхнє випробування та оцінювати отримані результати.

Практичні заняття проводяться з метою закріплення теоретичної частини курсу «Робочі процеси автомобілів», розвитку навичок у застосуванні засвоєної теорії для вирішення практичних завдань. У процесі практичних занять проробляються методи розрахунків вузлів і механізмів, що виносяться па



самостійну роботу, здійснюється поточний контроль засвоєння теоретичного матеріалу.

У теоретичній частині курсу, для розуміння «повноти картини», спочатку викладені основні положення конструювання автомобіля, проводиться не тільки аналіз конструкцій сучасних автомобілів і агрегатів, а також розглядаються тенденції їхнього розвитку.

Розглядаються робочі процеси, питання міцності, твердості, теплової напруженості, зношування деталей і вузлів автомобіля. Розглядаються навантажувальні і розрахункові режими роботи транспортного засобу в різних умовах експлуатації, та наводяться методи розрахунків довговічності окремих вузлів.

Велика увага приділяється вибору параметрів вузлів і агрегатів трансмісії колісних машин, а також модульному проектуванню коробки передач і ведучих мостів.

При розгляді проектування рульового керування показана можливість створення систем з декількома полюсами повороту колісної машини й принципи повороту зчленованої машини.

Наведені розрахунки гальмових систем колісних машин із застосуванням антиблокувальних пристроїв і регуляторів гальмових сил. Докладно розглянуте проектування систем підресорювання. Основна частина розрахунків дається з урахуванням динамічних навантажень.

Викладання дисципліни «Робочі процеси автомобілів» також передбачає проведення циклу лабораторних та практичних робіт, активну самостійну роботу студентів і відповідно виконання розрахунково-графічного завдання. Завершальним етапом вивчення даної дисципліни є виконання курсового проекту.

Зміст курсу «Робочі процеси автомобілів» нерозривно пов'язаний із двома курсами, що викладаються на кафедрі Автомобілі: «Автомобілі. Основи конструкції» та «Експлуатаційні властивості автомобіля».

Слід відзначити що більшість методів розрахунків, наприклад таких деталей і з'єднань як шпонкові, шліцьові, болтові, тощо – вивчаються в курсі «Деталі машин»; і зокрема слід відмітити те, що в автомобільних трансмісіях застосовуються ті ж самі методи розрахунків, що й у загальному машинобудуванні.

У зв'язку із цим даний курс лекцій починається з опису вимог, пропонованих до автомобільних трансмісій, принципових схем і методології визначення навантажувального режиму.

## **1.2 Технічні основи проектування автотранспортних засобів**

### ***Стадії проектування. Загальні положення.***

Проектування автомобіля являє собою комплекс науково-дослідних і конструкторсько-експериментальних робіт, кінцевою метою яких є створення технічної документації нового автомобіля або модернізація того, що випускається.

Основною частиною проектування є конструювання. Воно являє собою процес розробки креслень та іншої технічної документації, необхідної для освоєння виробництва проєктованих виробів.

Стадії розробки конструкторської документації при створенні нових і модернізованих конструкцій автотранспортних засобів установлені ОСТ 37.001.503-2014. Обов'язковими є розробки: технічного завдання, технічного проєкту, робочої документації дослідного зразка й настановної (першої промислової) серії виробів. Цим же стандартом передбачена можливість таких додаткових стадій, як розробки технічної пропозиції, ескізного проєкту, робочої документації для серійного або масового виробництва.

Технічна пропозиція розробляється в тому випадку, якщо технічне завдання представляється споживачем (замовником). У практиці проектування автотранспортних засобів, технічне завдання розробляється, як правило, організацією розробником, тому при цьому немає необхідності в технічній пропозиції.

Приступаючи до проектування, конструктор повинен вивчити можливі шляхи вдосконалювання конструкції автомобіля від початку його проектування до зняття з виробництва. Таке дослідження проводиться на основі прогнозування показників технічного рівня (якості) проєктованого виробу на заданий період.

Завданням прогнозування є одержання наукове обґрунтованих імовірнісних значень базових показників якості автомобілів (показників призначення, що включають, наприклад,

компонувальні схеми, вантажопідйомність, масу, швидкісні й гальмові властивості; показників надійності, експлуатаційної технологічності; ергономічних, екологічних, економічних і естетичних показників). Залежно від конкретних цілей і завдань прогнозування проводиться вибір об'єкта й базових показників його якості.

Прогнози, використовувані при проектуванні нового автомобіля або модернізації тих, що випускається, можуть бути короткостроковими – при дослідженні тенденції розвитку досліджуваного об'єкта, наприклад для розробки конкретного об'єкта або типу на період 5...10 років; середньостроковими – для розробки перспектив розвитку автотранспортних засобів на 10...20 років; довгостроковими – для визначення основних напрямків їх розвитку на 20...30 років.

При науково-технічному прогнозуванні технічного рівня автомобільного рухливого складу, використовується дослідницький або нормативний прогноз.

Дослідницький прогноз ґрунтується на аналізі тенденцій і закономірностей розвитку автотранспортних засобів, накопиченого досвіду, за результатами якого виявляються й формуються нові можливості й перспективні напрямки науково-технічного прогресу, забезпечені ресурсами й відповідними розробками. Прогноз будується за схемою «від сьогодення – до майбутнього».

Нормативний прогноз, ґрунтуючись на даних дослідницького прогнозу, визначає обсяг і склад ресурсів, рівень науково-технічного розвитку в перспективі. Цей прогноз будується за схемою «від майбутнього – до сьогодення».

Методичною основою нормативного прогнозу є метод програмно-цільового прогнозування. Нормативний прогноз використовується головним чином при довгостроковому прогнозуванні. Методи аналізу, прогнозування й оптимізації значень базових показників якості АТЗ ґрунтуються на досягненнях фундаментальних, прикладних і спеціальних наук (теорії прогнозування, технічної кібернетики, теорії моделювання, тощо).

Для прогнозування базових показників якості АТЗ за умови достатньої кількості статистичних даних і при передбачуваному

збереженні принципів і технології використання автомобільного рухливого складу споживачем, застосовуються методи екстраполяції дослідницького прогнозу.

У випадку переходу на нову технологію в сфері експлуатації, а також при відсутності серійного випуску виробів, аналогічних досліджуваному, застосовується метод експертних оцінок.

Прогнозування експлуатаційних якостей автомобільного рухливого складу здійснюють методами моделювання.

Остаточний прогноз робиться на основі аналізу результатів, отриманих не менш ніж двома методами прогнозування. У якості другого (допоміжного) методу прогнозування, може використовуватися метод інформаційного спостереження по публікаціях і повідомленням у спеціальній літературі.

Основними джерелами інформації є стандарти, а також правила й рекомендації міжнародних організацій СЕК ООН, ISO та країн передбачуваного експорту, вимоги TIR (правил міжнародних дорожніх перевезень); результати випробувань і експлуатації вітчизняних і закордонних автомобілів; відомості про виставки, проведені в країні і за кордоном; патентна документація й ліцензії; конструкторська й технологічна документація.

**Проектування автомобіля** – це складний і багатогранний творчий процес, при якому пошук конструктивних рішень повинен бути тісно пов'язаний з виробничими процесами технологією що діє.

Але якщо в результаті проведених наукових досліджень з'являються нові оригінальні конструктивні рішення, ефективність застосування яких підтверджується економічними дослідженнями, конструктор зобов'язаний домагатися їхньої реалізації в проєктованому виробі, хоча це й спричиняє необхідність створення нових технологічних процесів і виробничого устаткування.

Тому при проєктуванні автомобілів розробка конструкторської документації повинна опиратися на весь комплекс науково дослідницьких робіт, що передували початку проєктування виробу, які у свою чергу тривають протягом усього періоду проєктування й виробництва виробу.

У процесі проєктування автомобіля широко

використовується такий метод дослідження, як **макетування**. На макетах перевіряються принципи роботи виробу і його складових частин; вибираються зовнішні архітектурно-художні форми й перевіряються основні конструктивні рішення, пов'язані зі створенням інтер'єру, необхідних зручностей водієві, пасажирам і обслуговуючому персоналу.

Конструктор зобов'язаний прагнути до максимального задоволення вимог споживача. Однак практика проектування показує, що в ряді випадків ці вимоги суперечливі (наприклад, вимога забезпечення мінімальної маси автомобіля при низькій його собівартості й високій надійності). Тому повинне бути знайдено оптимальне рішення, що задовольняє найважливішим вимогам до автомобілів певного типу й призначення.

**Технічне завдання** служить первинним документом для розробки конструкторської документації.

Технічним завданням установлюються основне призначення автомобіля, умови його експлуатації, технічні характеристики, показники якості; техніко-економічне обґрунтування доцільності виробництва нової або модернізованої конструкції автомобіля; спеціальні вимоги до автомобіля, а також необхідні стадії розробки конструкторської документації.

Технічне завдання розробляється підприємством розробником автомобіля на основі затвердженого перспективного типу та інших нормативних документів або рішень. При цьому узагальнюються матеріали про результати випробувань і експлуатації автомобілів попередньої моделі, аналізуються рівень розвитку техніки, вимоги по безпеці руху, обсяг споживання продукції галузі в країні й за рубежом і розвиток служби сервісу.

При розробці технічного завдання враховують виробничі потужності й можливості підприємства-виробника автомобіля і його суміжників постачальників. У структурі виробництва, орієнтованого на ринок, можливості останнього є визначальними при розробці технічного завдання. При цьому слід враховувати можливість появи нових міжнародних правил і приписань.

На етапах конструювання й випробувань автомобіль перетворюється в об'єкт виробництва. Роботи з конструювання й випробування взаємозалежні. У процесі конструювання деякі положення технічного завдання іноді поступаються місцем

об'єктивним факторам: результатам вимірів, уточнених розрахунків, статистичним даним, більш ретельним оцінкам виробничих можливостей, тощо.

**Технічне завдання уточнюється** на першому етапі конструювання (ескізний, технічний проект). Уже на першому етапі конструювання паралельно з розробкою ескізного або технічного проекту перевіряються попередні розрахунки, що прогнозують очікувані експлуатаційні показники проектного автомобіля, що сприяє усуненню помилок уже на першій стадії розробки нових виробів.

Технічним завданням визначається також загальний напрямок робіт з необхідних досліджень, удосконалювання технології, будівництво або переоснащення (реконструкція) основного заводу виробника й заводів суміжників та ін.

Технічне завдання розробляється відповідно до ОСТ 37.001.508- 73 «Розробка й твердження технічної документації» і складається з п'яти основних розділів. Залежно від виду, призначення, умов виробництва й експлуатації автомобіля допускається вводити нові розділи.

**Розділ 1 «Ціль розробки й область застосування автомобіля»** у загальному випадку містить: тип (найменування) автомобіля; коротку характеристику області його застосування, дорожніх умов і режимів експлуатації із вказівкою кліматичних районів за ГОСТ 15150-69 (діє в Україні по 01-01-2022); вказівка про можливість експортування; параметри виробів, з якими розроблювальний автомобіль повинен взаємодіяти; найменування й позначення автомобіля, що випускається, який повинен бути замінений розроблювальним; найменування документів, на підставі яких розробляється автомобіль.

**Розділ 2 «Технічні вимоги»** визначає показники якості й експлуатаційні характеристики автомобіля з урахуванням діючих стандартів і норм, у загальному випадку включає десять підрозділів.

Технічні вимоги та їх чіткі визначення розташовують у кожному підрозділі залежно від ступеня їх важливості й характеру. Якщо окремі вимоги встановлені державними або галузевими стандартами, що поширюються на розроблювальні автомобілі, то їх у технічному завданні не повторюють, а у

відповідних підрозділах дають на них посилання.

У **підрозділі 2.1 «Основні параметри й розміри»** вказують основні технічні параметри автомобіля (швидкість, потужність та ін., що визначають використання автомобіля й вказуються в картах його технічного рівня і якості); масу автомобіля й при необхідності обмеження маси окремих його складових частин; конструктивні вимоги до автомобіля і його складовим частинам (габаритні, настановні, приєднувальні розміри, способи кріплення, плавність ходу та ін.); вимоги до забезпечення роботи в умовах вологого клімату, запиленості повітря та ін.; вимоги до взаємозамінності складових частин автомобіля; стійкість до мийних засобів, палива, масел та ін.

**Підрозділ 2.2 «Надійність конструкції»** визначає ресурс автомобіля до капітального ремонту, а в окремих випадках ресурс (термін служби) до списання; строк гарантії й гарантійний пробіг; вимоги до міцності вузлів автомобіля або кратність ресурсів його складових частин.

У **підрозділі 2.3 «Експлуатаційна й ремонтна технологічність»** приводять періодичність технічного обслуговування (ТО), вимоги до пристосованості автомобіля до ТО, зручності його проведення, трудомісткість ТО; вимоги до зручності заміни окремих агрегатів, проведення діагностування й трудомісткість поточного ремонту.

**Підрозділ 2.4 «Рівень уніфікації й стандартизації»** характеризує використання стандартних, уніфікованих та інших складальних одиниць і деталей при розробці автомобіля; рівень уніфікації й стандартизації конструкції автомобіля; відповідність розроблювального виробу діючим стандартам та іншим нормативним документам; вимоги до забезпечення агрегування вузлів і автомобіля в цілому з вузлами й виробами, виробленими іншими підприємствами (наприклад, зручності монтажу кузовів та інших установок на шасі автомобілів, агрегуванню тягачів із причіпним рухливим складом та ін.).

У **підрозділі 2.5 «Безпека конструкції»** формулюють вимоги до забезпечення безпеки при експлуатації й обслуговуванні автомобілів рівню що допускається, вібраційних навантажень та інші вимоги відповідно до діючих санітарних і технічних норм.

**Підрозділ 2.6 «Естетичні й ергономічні показники»** містить

вимоги до комфортабельності, використання внутрішнього обсягу кабін автомобілів, заснованих на даних аналізу тенденцій розвитку зовнішніх форм, внутрішнього устаткування автомобілів і обробки, а також визначає зусилля, необхідні для керування ними й обслуговування, тощо.

У **підрозділі 2.7 «Патентна чистота й конкурентоспроможність»** вказують перелік країн, по яких перевіряється патентна чистота автомобіля і його складових частин відповідно до ДСТУ 3575-97; вимоги до автомобілів виходячи з аналізу й оцінки їх конкурентоспроможності на світовому ринку та ін.

**Підрозділ 2.8 «Складові частини автомобіля, вихідні й експлуатаційні матеріали»** визначає вимоги до складових частин автомобіля, палива й матеріалів, намічених для використання в новому автомобілі, а також при його експлуатації з урахуванням обмежувальних переліків (відомостей) на застосування в нових розробках тих або інших складових частин і матеріалів (у тому числі використовуваних при експлуатації автомобіля); вимоги до продукції суміжних підприємств відносно її розробки, удосконалювання й модернізації.

У **підрозділі 2.9 «Транспортування, зберігання й консервація»** приводять умови транспортування автомобілів і види необхідних для цього транспортних засобів, способи кріплення й швидкості пересування при транспортуванні, місця зберігання (відкритий майданчик, навіс, опалювальне приміщення, тощо); умови зберігання; можливість, необхідність і строки обслуговування автомобіля під час зберігання (переконсервація та ін.); строки зберігання в різних умовах і вимоги до умов консервації.

**Підрозділ 2.10 «Спеціальні вимоги»** визначає особливості виробу й відповідність його стандартам, у позначенні яких є літера «В». Залежно від виду й призначення виробу допускається уточнювати або доповнювати вимоги, пропонувані до виробу, перераховані в розділі 2.

**Розділ 3 «Економічні показники»** містить техніко-економічні показники розроблювального автомобіля, передбачуваний річний випуск, показники техніко-економічної ефективності його використання (у тому числі річний економічний ефект) і лімітну



ціну.

**Розділ 4 «Стадії й етапи розробки»** установлює необхідні стадії розробки й етапи робіт. Як правило, у технічному завданні оговорюються тільки ті етапи робіт, які розглядаються або узгоджуються з споживачами автомобілів і затверджуються у встановленому порядку (технічний проект, заводські випробування й приймальні). У цьому ж розділі вказують підприємство-виробник розроблювального автомобіля.

**Розділ 5 «Додатки до технічного завдання»** включає креслення загального виду автомобіля, схеми його основних систем, а також інші документи, що містять обґрунтування обраних технічних рішень; загальну оцінку технічного рівня створюваного автомобіля; перелік науково-дослідних і експериментальних робіт, результати яких використовувалися при розробці технічного завдання. Технічне завдання оформляють відповідно до загальних вимог до текстових документів.

### **1.3 Ескізний проект**

Для визначення основних параметрів і розмірів автомобіля, його естетичних і ергономічних показників, необхідних при розробці технічного завдання, потрібне виконання ескізного проекту. На стадії ескізного проекту повинні бути визначені принципові конструктивні рішення розроблювальних моделей автомобілів (або їх сімейства).

На стадії ескізного проектування вирішуються наступні основні завдання.

1. Вибір найбільш раціонального розміщення основних вузлів і агрегатів, робочого місця водія й вантажної платформи. При цьому проробляється кілька варіантів рішень.

2. Проведення попереднього аналізу можливості задоволення вимог технічного завдання залежно від призначення автомобіля, умов його експлуатації, навантажувальних і габаритних обмежень, а також вимог нормативно-технічної документації.

3. Прийняття технічних рішень, спрямованих на забезпечення показників надійності, установлених технічним завданням.

4. Оцінка автомобіля відносно його відповідності вимогам

ергономіки й технічної естетики, для чого потрібне виготовлення макетів декількох варіантів автомобіля. Іноді обмежуються виготовленням посадкового макета, на якому відтворюється робоче місце водія, обладнане всіма органами керування.

5. Розробка технічних вимог до вузлів і агрегатів, які повинні бути виготовлені спеціалізованими підприємствами (наприклад, до силових агрегатів, гальмової апаратури, тощо), а також до нових матеріалів (наприклад, легких сплавів, пластмас, тощо), застосування яких викликано необхідністю зниження маси автомобіля.

6. Рішення про доцільність вузлової й детальної уніфікації автомобілів усередині сімейства при паралельному ескізному проектуванні базової моделі та її модифікацій.

Основною частиною ескізного проекту автомобіля є креслення його загального виду. Для визначення габаритних розмірів автомобіля, типу його компонування й попереднього аналізу його маси необхідно мати хоча б попередні габаритні й приєднувальні розміри силового агрегату (двигуна, зчеплення й коробки передач) і ведучих мостів. За цим даними на кресленні загального виду вказують настановні розміри основних вузлів і агрегатів щодо мостів автомобіля й верхньої полиці лонжерона рами. Змінюючи положення агрегатів на рамі автомобіля на основі аналізу конструкцій автомобілів аналогів, вимог до цих агрегатів і сполучних вузлів (наприклад, забезпечення оптимальних кутів нахилу карданних валів), установлюють базу автомобіля.

Одночасно проводять попередній аналіз маси основних агрегатів і вузлів, кінцевою метою якого є визначення навантаження на мости. При цьому проробляють також варіанти розташування запасного колеса, акумуляторних батарей, паливних баків. Особливу увагу приділяють зручному розташуванню водія й органів керування.

На кресленні загального виду проробляють і вказують зазори між підресореними й непідресореними частинами, кути установки карданних валів, дорожні проясніти. Розміри по висоті, що змінюються при завантаженні автомобіля, вказують для двох його станів: без навантаження й з навантаженням. При компонуванні автомобіля з перекидною кабіною, на ескізному

кресленні загального виду автомобіля, зображують кабіну в транспортному й перекинутому положенні, наносять розміри, що визначають кут перекидання кабіни та її габаритну висоту від рівня опорної поверхні для обох положень.

Зображення загального виду автомобіля в ескізному проекті виконують із максимальними спрощеннями, передбаченими стандартами Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД) для робочих креслень.

Вузли й агрегати зображують тільки контурними лініями. На кресленні загального виду допускається зображувати одночасно кілька варіантів відносного розташування різних вузлів і агрегатів автомобіля. Можна також не показувати зв'язки між окремими вузлами й агрегатами, якщо вони не розглядаються при зіставленні варіантів.

До ескізного проекту складається пояснювальна записка, яка повинна містити розділ «Призначення й область застосування розроблювального автомобіля». У ньому вказують, для яких видів і класів доріг, до якої кліматичної зони експлуатації призначений автомобіль.

У *розділі «Технічна характеристика»* пояснювальної записки описуються основні технічні характеристики автомобіля: вантажопідйомність, власна маса, маса буксируваного причепа або напівпричепа (для сідельних тягачів), максимальна швидкість, швидкісні й гальмові характеристики, габаритні розміри, внутрішні розміри й місткість вантажної платформи, навантажувальна висота, дорожні просвіти, база, колія, радіуси повороту, тип і розмір шин, потужність і крутний момент двигуна. У цьому ж розділі приводять відомості про відповідність проєктованого автомобіля вимогам, установленим технічним завданням або технічною пропозицією (якщо воно розроблялося) з обґрунтуванням відхилень, а також порівняння основних характеристик його й автомобілів аналогів (вітчизняних і закордонних).

У пояснювальній записці до ескізного проекту передбачається розділ, що містить опис і обґрунтування прийнятих на даній стадії принципів компонувальних рішень. Якщо при розробці ескізного проекту був виготовлений макетний зразок, повинні бути наведені результати випробувань, оцінка

відповідності макета заданим вимогам, у тому числі вимогам ергономіки й технічної естетики (рекомендується додавати світлини макетів).

У цьому ж розділі вказують дані про перевірку прийнятих принципових рішень на патентну чистоту й конкурентоспроможність, про використання винаходів і поданих заявках на нові винаходи, відомості про відповідність проєктованого автомобіля вимогам безпеки, технічні вимоги до нових виробів і матеріалів, які повинні бути розроблені іншими організаціями.

Крім того, перераховують запозичені вузли й агрегати раніше розроблених автомобілів, що відповідають по технічним характеристикам режимам роботи, гарантійним строкам і умовам експлуатації вимогам до проєктованого автомобіля.

Останній розділ пояснювальної записки містить орієнтовні розрахунки, що підтверджують правильність прийнятих принципових і компоувальних рішень: вибір колісної формули, бази автомобіля, розподіл навантаження по мостах, габаритних розмірах і місткості вантажної платформи, вибір потужності двигуна, тощо.

У додатку в пояснювальній записці поміщують копію технічного завдання, перелік робіт, які слід провести на наступній стадії розробки автомобіля, список літератури й матеріалів, використаних при розробці ескізного проєкту.

#### **1.4 Технічний проєкт**

При розробці технічного проєкту, виконуваного на основі технічного завдання й ескізного проєкту, ухвалюють остаточні технічні рішення, що дозволяють одержати повну уяву про компоування автомобіля й конструктивні рішення його окремих вузлів і агрегатів.

Метою розроблювального технічного проєкту є також ретельний аналіз відповідності проєктованого автомобіля технічному завданню. Загальні положення й вимоги до документів, використовуваних при розробці технічного проєкту, визначаються ДСТУ 3974-2000 (Система розроблення та поставлення продукції на виробництво).

На стадії технічного проєкту вирішують наступні основні

завдання.

1. Розробляють конструктивні рішення для всіх основних вузлів автомобіля. При цьому уточнюють технічні характеристики вузлів, їх габаритні розміри й масу.

2. Перевіряють можливість компоновання, тобто розміщення вузлів на автомобілі.

3. Ухвалюють рішення щодо конструктивного виконання приводів керування вузлами й агрегатами (двигуном, зчепленням, коробкою передач, гальмами та ін.).

4. Уточнюють рішення робочого місця водія, розташування сидінь, педалей, важелів керування, приладів.

5. Розробляють принципові схеми систем автомобілів (гальмову, електроустаткування та ін.), визначають найбільш раціональне розташування елементів цих систем на автомобілі з метою впорядкування комунікацій, що зв'язують окремі вузли систем.

6. Уточнюють масу автомобіля, розподіл навантаження по мостах. При необхідності коректують базу автомобіля, розташування на ній вузлів і агрегатів.

Якщо не представляється можливим знайти оптимальне рішення конструкції вузла або агрегату, його привода або розташування, відповідне рішення ухвалюють на підставі результатів випробувань виробів порівнюваних варіантів.

При виконанні технічного проекту роблять більш докладні, ніж в ескізному проекті, розрахунки, що підтверджують забезпеченість показників надійності та інших техніко-економічних показників, установлених технічним завданням.

На цій стадії розробки автомобіль оцінюють відносно його відповідності вимогам ергономіки й технічної естетики. Ергономічна оцінка повинна характеризувати ступінь раціональності конструкції автомобіля з погляду вимог наукової організації праці водія. Естетичні якості автомобіля аналізуються на основі результатів його художньо-конструкторського пророблення.

Одночасно аналізують і вказують види транспортних засобів (типи вагонів, платформ, палуби або трюми судів), необхідність і способи кріплення автомобілів при їхнім транспортуванні.

При розробці технічного проекту оцінюють експлуатаційну

технологічність автомобіля (періодичність, питому трудомісткість технічних обслуговувань і поточних ремонтів) у порівнянні з автомобілями аналогічних моделей, що перебувають у виробництві й експлуатації на основі зіставлення конструктивних рішень, пов'язаних з виконанням найбільш трудомістких видів робіт, при технічному обслуговуванні (кріпильних, регулювальних, мастильних, електротехнічних та ін.).

Рівень стандартизації й уніфікації, патентна чистота й конкурентоспроможність автомобіля, номенклатура виробів, що поставляються підприємствами суміжниками, нових матеріалів, вимоги до них повинні бути перевірені й при необхідності уточнені в порівнянні з даними, раніше прийнятими в ескізному проекті.

Особлива увага приділяється аналізу технічного рівня і якості автомобіля.

Технічний рівень автомобіля оцінюють у порівнянні з аналогічними кращими вітчизняними й закордонними зразками, близькими по класу (тієї ж колісної формули, приблизно такої ж вантажопідйомності або повної маси, однакового призначення). Порівняння ведуть по абсолютних або питомих значеннях параметрів, що зіставляються.

Технічний проект повинен містити комплект креслень загального виду автомобіля, його основних модифікацій (при розробці сімейства автомобілів) і основних вузлів і агрегатів, що підлягають розробці.

У пояснювальній записці приводиться, крім відомостей, наявних в ескізному проекті, ще й перелік причепів або напівпричепів, агрегатованих з автомобілем. Для самоскидів вказують тип екскаватора й місткість його ковша. Обов'язково вказується перелік невиконаних вимог технічного завдання й ескізного проекту з обґрунтуванням причин допущених відступів, а також пропозиції по уточненню (при необхідності) технічного завдання й ескізного проекту.

## **1.5 Робоча документація**

Етапи розробки робочої документації залежать від її призначення. ГОСТ 2.103-2013 установлює, що робоча

документація може бути розроблена для дослідного зразка (дослідних партій), настановних серій і, нарешті, для виробу сталого серійного або масового виробництва. На кожному етапі передбачається коректування конструкторських документів за результатами відповідних випробувань.

Для виготовлення дослідного зразка (дослідної партії) її розробляють відповідно до затвердженого технічного завдання й технічного проекту. У робочу документацію, як обов'язкові документи повинні входити креслення деталей, складальні креслення й специфікації.

Залежно від характеру, призначення або умов виробництва розробляють габаритні й монтажні креслення, схеми, відомості специфікацій, посилальних документів, виробів, що поставляються суміжними підприємствами, тощо. Крім того, до складу цієї документації повинні входити програми й методики випробувань, розрахунки, патентний формуляр, карта технічного рівня і якості продукції.

При робочому проектуванні складається проект інструкції (посібник) по експлуатації автомобіля.

Оскільки на попередніх стадіях проектування (технічному завданні й особливо технічному проекті) були обрані принципи дії й конструктивні схеми проєктованих агрегатів, їхні габарити й найважливіші розміри (наприклад, міжцентрові відстані й приєднувальні розміри), на стадії розробки робочої документації перед конструктором постає найбільш складне й відповідальне завдання: забезпечити працездатність і надійність проєктованого виробу в межах установлених обмежень. При цьому розроблена деталь повинна бути технологічною, мати мінімальні масу й вартість. Як правило, це завдання вирішується в результаті творчої роботи конструктора й колективу, якому доручена розробка виробу. Не завжди вдається повністю здійснити задум конструктора. Іноді знайдене рішення є компромісним. Важливо, щоб при цьому не був нанесений збиток надійності виробу.

Робоче проектування починається з вивчення всіх джерел, у яких відбиті досягнення вітчизняного й передового закордонного автомобілебудування. Слід ретельно вивчити не тільки принципіві схеми розроблювального виробу, але й елементи конструктивного рішення окремих деталей: матеріали, з яких

вони виготовляються; чистоту поверхонь що сполучаються, і посадку найбільше відповідальних з'єднань; види термічної обробки; вимоги до геометричної форми деталі. Саме в глибоко продуманих і обґрунтованих вимогах до елементів деталі, у ретельному конструкторському оформленні її креслення запорука створення доцільної, надійної, технологічної і економічної конструкції.

Технологічне проектування проводиться паралельно з конструкторськими роботами. Використовувати стандартизовані й нормалізовані деталі та їх елементи, а також запозичити деталі раніше розроблених і перевірених експлуатацією конструкцій – от до чого повинен прагнути конструктор при розробці робочої документації.

Такий підхід обумовлює високий ступінь уніфікації деталей, надійну їхню роботу й, крім того, скорочення часу й матеріальних витрат на створення й освоєння виробництва нової деталі. При розробці робочої документації іноді виникає необхідність макетувати деталі зі складними поверхнями й формами. За результатами макетування уточнюють окремі елементи конструкції.

Для складних кузовних поверхонь не завжди вдається забезпечити точність їх виконання шляхом завдання розмірів. У цьому випадку в якості доповнення до креслення, використовують майстер-моделі, дерев'яні макети, що представляють собою, поверхні деталей, виконані з великою точністю в натуральну величину.

Коректування конструкторської документації за результатами випробувань – це відповідальний етап перед здачею виробу в серійне виробництво.

Важливо, щоб усі зауваження, відмови або несправності, відзначені при випробуваннях, знайшли відбиття в скоректованій документації, оскільки цей етап роботи завершує весь комплекс конструкторсько-експериментальних і дослідницьких робіт колективу, що створює новий виріб.

Невід'ємною частиною робочої конструкторської документації виробу є технічні умови (ТУ).



## 1.6 Порядок постановки автомобілів на виробництво

Одним із завершальних етапів робіт зі створення автомобіля є виготовлення дослідних зразків і проведення їх випробувань. Перші зразки виготовляються для проведення попередніх (заводських) випробувань.

Попередні (заводські) випробування проводяться з метою перевірки відповідності параметрів і показників автомобіля вимогам технічного завдання й технічного проекту, стандартам та іншим нормативно-технічним документам (робочій конструкторській документації, вимогам безпеки, санітарно-гігієнічним нормам).

При випробуваннях повинна бути оцінена надійність і працездатність усіх агрегатів і систем автомобіля, окремих апаратів і приладів. Метою попередніх (заводських) випробувань є також перевірка експлуатаційної технологічності автомобіля: зручності й трудомісткості технічного обслуговування, можливості заміни окремих найбільш часто демонтованих деталей і вузлів при ремонтних роботах і обслуговуванні. Під час випробувань повинна бути перевірена достатність укомплектування автомобіля запасними частинами, приналежностями й інструментом. На основі аналізу надійності автомобілів, відмов деталей, що виникли при випробуваннях, визначаються попередня номенклатура й норми витрат запасних частин. При цьому використовується досвід експлуатації аналогічних автомобілів і враховуються конструктивні вдосконалення й нові рішення випробовуваного автомобіля.

Кінцевою метою попередніх (заводських) випробувань є визначення необхідного обсягу конструкторської доробки зразків і конструкторської документації на них. Залежно від результатів випробувань ухвалюється рішення про необхідність виготовлення нових зразків, обсяг додаткових випробувань для перевірки ефективності проведеної доробки.

Попередні (заводські) випробування проводяться також для встановлення можливості пред'явлення розроблених зразків до приймальних випробувань (після усунення недоліків).

Приймальні випробування переслідують ту ж мету, що й попередні.

Крім того, по-перше, повинна бути дана оцінка новизни, перспективності й конкурентоспроможності представлених на випробування зразків у порівнянні із кращими зразками вітчизняного й закордонного виробництва. Для цього може використовуватися карта технічного рівня і якості виробу, вивчені тенденції розвитку автомобілебудування, відповідність виробу стандартам, міжнародним вимогам і, нарешті, вимогам світового ринку.

По-друге, під час випробувань повинна бути оцінена техніко-економічна ефективність використання розробленого автомобіля. Із цією метою в програмі випробувань передбачається визначення параметрів, найбільшою мірою визначальних техніко-економічну ефективність використання автомобіля: середньої технічної швидкості й витрат палива в різних експлуатаційних умовах. Доцільно, щоб такі параметри були визначені й для моделі автомобіля, яка повинна замінитися знову розробленою. Це дозволяє зіставляти техніко-економічну ефективність нової моделі й заміної.

По-третє, кінцевою метою приймальних випробувань є встановлення можливості постановки нового виробу на виробництво для поставок всередині країни і на експорт замість моделі, що випускається.

Розрізняють приймальні випробування автомобілів міжвідомчі й державні. Державні, як правило, призначаються для базових моделей сімейства автомобілів, а міжвідомчі – для їхніх модифікацій.

До складу приймальної комісії включається представник замовника (основного споживача), який очолює комісію як голову; представники інших споживачів, які приймали участь у розгляді технічного завдання, підприємств розроблювача й виготовлювача, а також підприємств, із продукцією яких агрегується випробовуваний виріб.

Акт приймальної комісії, що підтверджує, що дослідні зразки автомобілів витримали приймальні випробування й рекомендуються для постановки на виробництво, є основним документом, що дозволяють проведення підготовки виробництва нового (або модернізованого) автомобіля.

Першим етапом підготовки виробництва є коректування

конструкторської документації за результатами приймальних випробувань. У ряді випадків виникає необхідність перевірки ефективності ухвалених рішень. Для цього виготовляються дослідні зразки вузлів або окремих деталей, які піддають контрольним випробуванням. Залежно від характеру відзначеного недоліку й оснащеності експериментальної бази проводяться прискорені стендові, дорожні або дорожні експлуатаційні випробування.

Документації скоректованої за результатами випробувань дослідних зразків привласнюється літера О<sub>1</sub>. При наступних (повторних) виробленнях і випробуваннях дослідних зразків, та відповідній до коректування конструкторських документів, їм привласнюють відповідно літери О<sub>2</sub>, О<sub>3</sub> і т.д.

Підготовлена в такий спосіб і укомплектована конструкторська документація передається для проведення другого етапу підготовки виробництва – технологічної підготовки. На цьому етапі технологічними службами підприємства проводиться пророблення конструкторської документації: розробляються технологічні маршрути (закріплюється обробка й складання деталей і вузлів за виробничими підрозділами підприємства), графіки технологічної підготовки виробництва. У цих графіках передбачаються строки проектування, виготовлення й освоєння технологічного оснащення й інструмента, замовлення й одержання нового обладнання.

Основною метою пророблення конструкторської документації на технологічність виробу є, по-перше, перевірка дотримання в ньому встановлених технологічних норм і вимог з урахуванням сучасного рівня розвитку галузі; по-друге, виявлення найбільш раціональних способів виготовлення виробу з урахуванням заданого обсягу випуску, який визначається плановими завданнями. При проробленні конструкторської документації керуються нормами й вимогами стандартів Єдиної системи технологічної підготовки виробництва (ЄСПВ).

Беручи участь у технологічній підготовці виробництва, конструктор повинен уважно вивчити всі зауваження, що виникли в результаті аналізу технологічності виробу, і по можливості не на шкоду найважливішим його якісним

показникам знайти разом з технологами компромісне рішення.

Для забезпечення найважливіших якісних показників виробу необхідно домагатися й освоєння нових, прогресивних технологічних процесів і матеріалів, нового, більш точного й високопродуктивного устаткування. На стадії технологічної підготовки виробництва велика робота повинна бути проведена конструктором по освоєнню нових виробів і матеріалів підприємствами суміжниками. Як правило, дослідні зразки цих виробів проходять попередні й приймальні випробування на дослідних зразках автомобілів. Дозвіл на освоєння їх виробництва й автомобіля в цілому ухвалюється одночасно.

Завдання конструктора полягає в контролі над забезпеченням підприємствами суміжниками погоджених якісних показників і характеристик виробів, своєчасного освоєння їх відповідно до встановлених строків освоєння виробництва автомобіля.

Процес створення нових прогресивних конструкцій автомобілів нерозривно пов'язаний з підвищенням якості матеріалів, палива, мастильних матеріалів, тощо. Вимоги до цих матеріалів задаються в конструкторській документації.

По закінченню технологічної підготовки виробництва в підрозділах основного підприємства виготовляється настановна серія (перша промислова партія) автомобілів, які направляються в експлуатуючі організації. Зразки, відібрані з настановної серії, піддають спеціальним випробуванням, і над ними встановлюється постійний контроль підприємства.

Метою випробувань зразків настановної серії є перевірка ефективності вжитих заходів по усуненню недоліків, відзначених у протоколі приймальних випробувань, визначення відповідності цих зразків затвердженій документації, а також перевірка забезпечення технологічним процесом якості виготовлення основних складових частин автомобіля й автомобіля в цілому.

Конструкторським документам, скоректованим після виготовлення й випробування настановної серії виробів, остаточно відпрацьованим і перевіреном по зафіксованому й повністю оснащеному технологічному процесу, привласнюється літера «А».

## 1.7 Стандартизація в автомобілебудуванні

Державна система стандартизації являє собою комплекс взаємопов'язаних нормативних документів, що визначають усі основні питання практичної діяльності по стандартизації в масштабі країни. Цей комплекс називається ДСТУ і характеризує міжгалузеві системи стандартів. Прикладом може служити Єдина система конструкторської документації (ЄСКД), що встановлює: стадії розробки документації й етапи роботи; правила виконання креслень, обліку, зберігання й обігу конструкторської документації; правила виконання експлуатаційної й ремонтної документації.

Єдина система конструкторської документації включає близько 120 стандартів. Інша, більша міжгалузєва Єдина система технологічної підготовки виробництва (ЄСПВ) передбачає єдиний порядок розробки технологічної документації з урахуванням специфіки галузей промисловості. Її основою є широке застосування типових і групових технологічних процесів, стандартного оснащення й агреатованого устаткування.

Розвиток автомобілебудування пов'язаний зі значним ускладненням машин, застосуванням взаємозалежних систем, вузлів, агрегатів, приладів, нових матеріалів. Відбувається процес розширення кооперації й ускладнення зв'язків між галузями промисловості, підприємствами, конструкторськими й науково-дослідними організаціями. Зростають вимоги до якості вихідної сировини, матеріалів і комплектуючих виробів, надійності машин і їх складових частин.

У цих умовах різко зростає роль стандартизації як найважливішої ланки в системі керування технічним рівнем і якістю продукції на всіх етапах її проектування, виготовлення й експлуатації. Стандарти, установлюючи параметричні ряди, вимоги до якості й надійності, методи контролю й випробувань виробів, створюють необхідні умови для подальшого технічного прогресу.

Будучи обов'язковими для виконання, вони перетворюються в засіб впровадження нової техніки. Необхідність комплексного вирішення проблеми забезпечення високого технічного рівня кінцевої продукції призвела до створення комплексної

стандартизації, при якій здійснюється цілеспрямоване й планомірне встановлення й зміна системи взаємопов'язаних вимог як до самого об'єкта комплексної стандартизації в цілому, так і його основним елементам. На основі комплексної стандартизації встановлюються оптимальні параметри якості кінцевої продукції, сировини, матеріалів, комплектуючих виробів, засобів і методів виміру й контролю продукції, а також забезпечується взаємозв'язок суміжних галузей, що створює передумови для підвищення якості й технічного рівня виробів.

Здійснення принципів комплексної стандартизації має особливо важливе значення для забезпечення високої якості такої складної й масової продукції, як автомобілі, для виробництва й експлуатації яких використовується понад 4 000 найменування основних комплектуючих виробів і матеріалів (високоякісні бензини й дизельні палива, моторні масла, консистентні мастильні матеріали, гальмові рідини, гумовотехнічні вироби, фрикційні деталі, автомобільні стекла, картон і папір, шини, підшипники, різні види тканин і нетканих оббивних, прокладочних і термоізолюючих матеріалів, тощо).

Автомобілебудування – одна з основних галузей, що споживають продукцію чорної й кольорової металургії й визначальних вимоги, наприклад, до сталевого прокату, лиття з алюмінієвих сплавів, які знаходять висвітлення в державних стандартах (наприклад, у частині нормованої прокалюваності, граничного змісту вуглецю, якості прутків, припустимого змісту шкідливих домішок і газів в алюмінієвих чушках, тощо).

Висока якість лакофарбових покриттів забезпечується підвищеними вимогами до термостійкості, світлостійкості, блиску автомобільних емалей, терміну служби покриттів, а збільшення ресурсу гумових армованих манжет і кілець у різних ущільненнях вузлів автомобілів – вимогами до забезпечення їх працездатності як при низьких, так і високих температурах, усуненню передчасної втрати пружності, усадки й появи тріщин. Підвищені вимоги введені також у стандарти на автомобільні палива, масла, мастильні матеріали, гальмові рідини та ін.

В автомобілебудуванні діє більш 500 стандартів, у тому числі близько 300 державних, інші – галузеві. Стандарти по автомобілебудуванню спрямовані на забезпечення високої якості

автотранспортних засобів, що випускаються галуззю, усіляке задоволення потреб народного господарства й населення країни в них, розвиток експорту.

Основним стандартом, що встановлюють загальні технічні вимоги до вантажних автомобілів загальнотранспортного призначення й сідельним тягачам, їх системам, агрегатам, вузлам, комплектуючим виробам і матеріалам, є ГОСТ 21398-89. На його основі розробляються технічні й робочі проекти, а також оцінюються нові конструкції при розв'язку питання про постановку їх на виробництво.

У цьому ГОСТ нормуються загальні вимоги до двигуна і його системам, трансмісії, колесам і шинам, рульовому керуванню, гальмовій системі, електроустаткуванням, зовнішньому висвітленню й сигнальному встаткуванням, кабіні й робочому місцю водія, бортовим платформам.

Передбачаються обмеження рівнів шуму й радіоперешкод, створюваних автомобілями. Нормуються періодичність і трудомісткість технічного обслуговування, поточного ремонту, довговічність, комплектність автомобілів та ін.

Нагадаємо, що законом «Про стандартизацію», який набув чинності 3 січня 2015 року, в національним законодавством України імплементовані положення Угоди СОТ про технічні бар'єри в торгівлі.

Тому переважна більшість технічних стандартів Радянського Союзу «ГОСТ», розроблених до 1992 року, втратили силу в Україні з 1 січня 2019 року.

Однак оскільки Україна **поступово впроваджує європейські стандарти (EN)**, згідно з розпорядженням Мінекономрозвитку України, 1173 радянських ГОСТів все ще залишаються чинними станом на 1 січня 2020 року.

Отже, всі старі ГОСТи будуть діяти до 1 січня 2022 року. Зокрема, це стандарти, на заміну яких зараз проводиться або передбачається проведення розробки проектів відповідних національних стандартів; стандарти, посилення на які є в нормативно-правових актах; стандарти Єдиної системи конструкторської документації; стандарти розроблені свого часу на основі міжнародних стандартів, версії яких є актуальними в наш час.

Тому для наших учбових цілей, до остаточного переходу нашої країни на європейські стандарти, ми поки що використовуємо «радянські» ГОСТ, повний зміст яких можна з легкістю знайти в Інтернеті; враховуючи те, що більшість країн СНД продовжує їх використовувати без будь-яких значних змін.

Найважливішими параметрами стандартизації для автомобілебудування є граничні навантаження, передані найбільш навантаженими мостами на дорогу, повні маси автомобілів і автопоїздів залежно від категорій доріг, а також габаритні розміри автотранспортних засобів. Критерієм для вибору оптимального рішення є собівартість транспортної роботи.

Для автобусів ГОСТ 20774-75 установлені раціональні типорозмірні ряди залежно від головного параметра – їх габаритної довжини. Стандартизовані також норми номінальної й максимальної місткості міських автобусів.

Група стандартів установлює номенклатуру показників швидкісних властивостей і паливної економічності керуваності й стійкості, параметри прохідності автомобіля та ін.

Стандартами регламентовані вимоги до конструкції автомобіля спрямовані на підвищення безпеки руху: норми ефективності гальмових систем, вимоги до їхніх приводів; форми, розміри й технічні вимоги до дзеркал заднього виду, ремням безпеки.

Безпека руху значною мірою визначається досконалістю світлотехнічної апаратури систем висвітлення й сигналізації автомобільних транспортних засобів. У стандартах установлені: розташування, колір і видимість зовнішніх світлових приладів, норми на їхні світлові й колірні характеристики, форми, розміри, світлотехнічні характеристики й методи випробувань головних фар і світловідбивачів.

Стандартами встановлюються загальні технічні умови на електроустаткування автомобілів, генератори, електролампи, акумуляторні батареї, стартери, контрольні прилади, тощо. Обмежуються гранично припустимі рівні шуму, димності відпрацьованих газів.

Нормуються ергономічні показники виробів, розміри кабін, положення робочого місця водія, установлюються технічні



вимоги до кузовної арматури, приєднувальні розміри сидельних тягачів і напівпричепів, основні параметри й розміри тягово-зчіпних приладів автомобілів і причепів, розташування й розміри буферів і т.п.

Рядом стандартів встановлюються вимоги до двигуна і його систем, основні параметри зчеплення, розміри люків відбору потужності в коробках передач. Велика група нормативних документів входить у систему стандартів «Надійність у техніці», в яку включені стандарти, що відбивають загальні питання надійності, нормування, методи її розрахунків, випробування й контролю надійності, збору й обробки інформації.

При проектуванні автомобілів конструктор зобов'язаний насамперед вивчити можливість використання стандартизованих виробів, що забезпечить застосування добре перевірених, надійних, взаємозамінних конструкцій.

### **1.8 Уніфікація виробів**

Під уніфікацією виробів розуміють приведення їх до однаковості на основі встановлення раціонального числа їх різновидів, тобто зведення різноманіття виробів, вузлів, конструктивних елементів до раціонального мінімуму.

*Уніфікованим* називається виріб, деталь, створені на базі існуючих різновидів і наведені до єдиного виду, здатного замінити кожне з них. До уніфікованих належать також стандартні й запозичені деталі, вузли, вироби.

Значним резервом уніфікації є, наприклад, усунення різноманіття виконань не тільки деталей, але і їх конструктивних елементів і характеристик (діаметрів, посадок, шорсткості, фасок, проточок, радіусів, тощо), матеріалів, видів термічної обробки.

Розробляти впливає знову тільки ті деталі й вузли виробу, якісні й експлуатаційні показники яких застаріли. Ступінь конструктивної наступності виробів є показником кваліфікації конструктора й раціональності конструкції.

Уніфікація сприяє значному скороченню строків розробки й постановки виробів на виробництво, організації серійного виробництва продукції при одночасному зниженні її собівартості за рахунок типізації й розукрупнення технологічних процесів, а отже, зниженні трудомісткості й витрат на виготовлення й

експлуатацію продукції при значному підвищенні її надійності і якості. Оптимальне співвідношення кількості нових складових частин (вузлів, агрегатів), що суттєво підвищують технічний рівень і експлуатаційні властивості автомобіля (продуктивність, швидкість, безпеку руху, естетичність, ергономічність), і уніфікованих, перевірених в експлуатації, дає найвищий техніко-економічний ефект.

Уніфікація, як і стандартизація, є важливим чинником підвищення продуктивності праці.

Під *рівнем уніфікації виробу* розуміють насиченість виробу уніфікованими складовими частинами (детальми, складальними одиницями), під *рівнем його стандартизації* – насиченість виробу стандартним складовими частинами.

*Уніфікованою складовою частиною* певної групи виробів називають взаємозамінні деталі двох або більше виробів даної групи або комплексу. До стандартних відносяться складові частини, виготовлені по державних і галузевих стандартах, на які є посилання в специфікаціях конструкторської документації.

Рівень уніфікації й стандартизації виробів або їх складових частин визначають за допомогою системи показників: коефіцієнта застосовності, коефіцієнта повторюваності, коефіцієнта міжпроектної (взаємної) уніфікації.

Для оцінки рівня уніфікації й стандартизації конкретного виробу використовують коефіцієнт застосовності й коефіцієнт повторюваності, а для оцінки рівня уніфікації групи виробів застосовують коефіцієнт міжпроектної (взаємної) уніфікації.

Розрахунки показників рівня уніфікації й стандартизації проводять для деталей або складальних одиниць. При цьому на підставі специфікації ділять виріб на складові частини на обраному рівні (деталь або складальна одиниця). У розрахунки не включають кріпильні деталі, арматури й деталі з'єднання трубопроводів, шпонки, гачки та інші деталі, що не входять у складові частини виробу на прийнятому рівні розрахунків. Для цих деталей показники рівня уніфікації і стандартизації визначають окремо.

На стадії розробки ескізного й технічного проектів, коли відсутня специфікація виробу, розрахунки показників рівня уніфікації роблять орієнтовно за результатами розгляду

конструкторських документів на виріб за ГОСТ 2.119-73 і ГОСТ 2.120-73.

Вихідні дані й результати розрахунків показників рівня уніфікації з відповідним обґрунтуванням включають у конструкторську документацію (пояснювальну записку, карту технічного рівня і якості продукції).

При модернізації виробів розрахунки показників рівня уніфікації проводять тільки для тих складових частин (вузлів, агрегатів), модернізація яких передбачена технічним завданням, а при необхідності – для виробу в цілому.

## **1.9 Агрегативання**

Це метод конструювання машин з уніфікованих і стандартних деталей і вузлів багаторазового використання. Агрегативання дозволяє не створювати кожен нову машину як оригінальну, а в більшості випадків перекомпоновувати спроектовані й освоєні виробництвом вузли й агрегати існуючих машин.

Метод агрегативання широко застосовується в автомобільній промисловості. Ретельно продумане компонування вузлів і агрегатів дозволяє створювати уніфіковані ряди цих складових частин автомобіля, що незначно відрізняються при використанні на різних моделях розроблювального сімейства автомобілів.

Метод уніфікації й агрегативання при проектуванні й удосконалюванні конструкцій автомобілів дозволяє: значно зменшити обсяг конструкторських робіт і скоротити строки проектування; скоротити строки освоєння й підготовки виробництва нових виробів; створити спеціалізовані виробництва; зменшити номенклатуру й число типорозмірів конструктивних елементів деталей (валів, отворів, шліців, арматури, тощо); підвищити рівень механізації й автоматизації виробничих процесів, знизити трудомісткість виготовлення виробів і підвищити продуктивність праці; забезпечити більшу гнучкість виробництва й знизити металоємність виробів; підвищити якість продукції, що випускається, її надійність шляхом використання ретельно відпрацьованих уніфікованих конструкцій деталей, вузлів і агрегатів і технології їх виготовлення; зменшити витрати на обслуговування й ремонт

автомобілів, номенклатуру й кількість запасних частин.

В якості прикладу візьмемо автозавод в Білорусі, оскільки на даний час в Україні все автовиробництво припинено. Так, завдяки уніфікації й агрегуванню на Мінському автозаводі у виробництві перебуває близько 45 моделей і модифікацій уніфікованих автотранспортних засобів – бортових і сидельних автопоїздів для магістральних міжнародних і міжміських перевезень, автомобілів-самоскидів і сидельних самоскидних автопоїздів для перевезення будівельних вантажів, лісовозних тягачів підвищеної прохідності, використовуваних у складі лісовозних автопоїздів для вивезення лісу в хлистах і сортиментах, а також інших спеціалізованих автомобілів і причепів.

При цьому забезпечений високий ступінь уніфікації автомобілів у порівнянні з базовими моделями, складає від 81 до 99 % для різних моделей. Так, наприклад, в автомобілів-самоскидів коефіцієнт застосовності – більше 88 %, а в сидельних тягачів – 85...99 %.

Незважаючи на велику номенклатуру автотранспортних засобів, що випускаються заводом, на них використовується всього два типи силових агрегатів; карданні передачі з єдиними шарнірами, труби що відрізняються розмірами; задні мости з однаковими редукторами й двома типами колісних передач; однакові передні ресори й два типи задніх; єдині колісно-ступичні й гальмові групи; однакові рульові механізми й гідропідсилювачі керма, два типи кабін і платформ.

Прикладом може служити конструкція уніфікованого рульового механізму із вбудованими розподільником і автономним силовим циліндром, при розробці якого передбачалося їхнє створення не тільки для автомобілів МАЗ. І якщо рульовий механізм МАЗ-500 використовується тільки на автомобілях МАЗ і КрАЗ, то новий кермовий механізм придатний для застосування на вантажних автомобілях МАЗ, КрАЗ, Урал, а також на автобусах, тролейбусах і автотранспортувачах, що значно підвищило його економічну ефективність. Уніфікованим є й механізм підйому кабін, єдиний для автомобілів МАЗ, КамАЗ.

Мінським автозаводом розроблений ряд гідравлічних амортизаторів передньої підвіски для автомобілів МАЗ, які

застосовуються також у вантажних автомобілях КраЗ, Урал, автобусах, тролейбусах, вагонах метро та ін.

Передні мости автомобілів МАЗ застосовуються на автомобілях КраЗ, передні ресори – автомобілях МАЗ і Урал, а задні – КраЗ і МАЗ (для тривісних автомобілів). У карданних передачах автомобілів МАЗ використовуються шарніри карданних валів автомобілів КраЗ.

Пневмоапарати гальмової системи автомобілів МАЗ, електроапаратура й прилади системи освітлення й електроустаткування, масляні насоси гідропідйомники й гідропідсилювачі керма, повітряні фільтри, кузовна арматура, колеса уніфіковані для всієї галузі.

Основою конструкторських розробок є стандартизація. Так, тільки в конструкторській документації на автомобілі сімейства МАЗ-5335 використано більше 400 нормативно-технічних документів, у тому числі державних стандартів – 276, галузевих-125, технічних умов – 76.

На автомобілях Мінського автозаводу застосовується близько 40 вузлів, основні параметри і якість яких відповідають державним і галузевим стандартам, що визначає не тільки їх технічний рівень, але й забезпечує можливості для внутрішньогалузевої й міжгалузевої уніфікації продукції. Ще більший розвиток роботи з уніфікації одержали при створенні нового сімейства автомобілів МАЗ-6422 і причіпних автотранспортних засобів для них.

### **Питання для самоперевірки**

1. Яка мета викладання дисципліни «Робочі процеси автомобілів»?
2. Назвіть основні стадії проектування автотранспортних засобів.
3. Що являє собою процес конструювання?
4. На основі чого встановлені стадії розробки конструкторської документації?
5. В якому випадку розробляється технічна пропозиція?
6. Що повинен зробити конструктор перед початком проектування?
7. Що таке показники технічного рівня (якості) проектованого

- виробу на заданий період?
8. Яка мета прогнозування показників технічного рівня виробу?
  9. Які є види прогнозів показників технічного рівня виробу?
  10. Коли застосовуються методи екстраполяції дослідницького прогнозу?
  11. На основі чого робиться остаточний прогноз показників технічного рівня виробу?
  12. Яка мета макетування проектного автомобіля?
  13. Що таке технічне завдання і ким воно розробляється?
  14. Назвіть основні розділи технічного завдання.
  15. Що таке ескізний проект?
  16. Що характеризує рівень уніфікації й стандартизації проектного виробу?
  17. Які основні завдання вирішуються на стадії ескізного проектування автомобіля?
  18. Що є основною частиною ескізного проекту автомобіля?
  19. Що таке технічний проект?
  20. Які основні завдання вирішують на стадії технічного проекту?
  21. З чого складається робоча документація?
  22. Коротко розкажіть порядок постановки нового автомобіля на виробництво.
  23. Для чого необхідна стандартизація в автомобілебудуванні?

## 2 СХЕМИ ТРАНСМІСІЙ І НАВАНТАЖУВАЛЬНІ РЕЖИМИ

### 2.1 Основні вимоги до трансмісій автомобілів

Вимоги, висувані до трансмісій автомобілів прийнято ділити на п'ять груп, що забезпечують підвищення продуктивності й паливної економічності; безпеку, ергономічні й естетичні вимоги, комфортабельність; надійність у встановлених межах; зниження сукупних витрат на виробництво, обслуговування й експлуатацію; дотримання нормативних документів.

Першою групою вимог визначається загальна схема трансмісії й схема її агрегатів. На їхній базі формулюється вимога передачі потужності двигуна ведучим колесам з мінімальними втратами.

Другою групою визначаються вимоги по безшумності роботи, відсутності шкідливих викидів у навколишнє середовище, естетичності конструкції.

Виконання вимог по надійності автомобіля і його агрегатів забезпечується правильно організованими розрахунками, вибором матеріалів і способів термообробки, регламентацією операцій технічного обслуговування в процесі експлуатації автомобіля.

При проектуванні автомобіля конструктор повинен приділяти особливу увагу зменшенню металоємності конструкцій, зниженню витрат на його виробництво, обслуговування й експлуатацію. Для забезпечення виконання цих вимог необхідні гарні знання технології й економіки виробництва, організації технічного обслуговування й ремонту. Загальні вимоги до експлуатаційної технологічності конструкції автомобілів визначаються відповідними стандартами.

Розглянемо основні вимоги, висувані до трансмісії автомобіля. Агрегати й деталі, що часто зазнають демонтажу при експлуатації, необхідно робити легкоснімними, а кришки люків що часто знімаються, установлювати на швидкоз'ємних затискачах, що не допускають мимовільного відкриття.

Агрегати й механізми, маса яких перевищує 30 кг, повинні мати пристосування для зняття й транспортування

вантажопідйомними засобами (повинні передбачатися захвати, рим-болти, вушка та ін.).

Ємності й резервуари, у яких повинні контролюватися рівні робочих рідин, необхідно постачати індикаторами рівня. Необхідно забезпечити установку вбудованих пристроїв, що дозволяють спостерігати за рівнем рідини безпосередньо на щитку приладів або таких пристроїв, що дають можливість легко й швидко його контролювати.

Необхідно передбачати можливість повного зливу рідин із усіх робочих об'ємів. Число типорозмірів місць «під ключ» різьбових пробок зливальних і заливних отворів, для всіх систем автомобіля, повинне бути не більше трьох.

Необхідно забезпечувати вільний доступ для роботи механізованим інструментом або стандартними динамометричними ключами до кріпильних з'єднань, що вимагають великого або нормованого зусилля для затягування, до інших – стандартним кріпильним інструментом. Конструкцією повинне бути передбачене виконання кріпильних робіт однією людиною.

Усі кріпильні деталі, піддані впливу вологи, повинні мати антикорозійне покриття або, де це можливо, виконуватися із пластмас. У найбільш відповідальних з'єднаннях виробу слід застосовувати самофіксовані кріпильні деталі або інші засоби, що виключають самовідвернення. Для тросів і тяг привода керування системами повинні передбачатися напрямні, що не вимагають змазування.

## **2.2 Схеми трансмісії автомобілів**

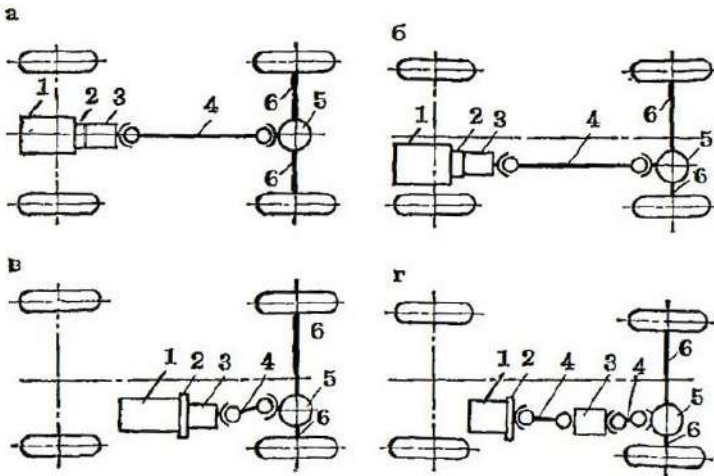
*Трансмісія автомобіля* – це сукупність агрегатів і механізмів, що передають потужність двигуна ведучим колесам, та змінюють її параметри: крутний момент, частоту й напрямок обертання.

Трансмісія повинна забезпечувати: достатній діапазон регулювання переданого до ведучих коліс моменту при високому коефіцієнті корисної дії; можливість рушання з місця; рух заднім ходом; як короткочасний, так і тривалий холостий хід двигуна.

У найпоширенішому варіанті трансмісія включає наступні агрегати й механізми (рис. 2.1): зчеплення; коробку передач;



карданну передачу; головну передачу; диференціал; вали ведучих коліс.



а – застосовуються на всіх типах автомобілів;

б-г – застосовуються на автобусах;

1 – двигун; 2 – зчеплення; 3 – коробка передач;

4 – карданна передача; 5 – головна передача і диференціал;

6 – вал приводу ведучого колеса

Рисунок 2.1 – Схеми трансмісій автомобілів з задніми ведучими колесами і розташуванням двигуна попереду або всередині бази

**Зчеплення** передає крутний момент двигуна й служить для тимчасового від'єднання трансмісії від працюючого двигуна, а також для плавного їхнього з'єднання. Від'єднувати трансмісію від двигуна необхідно при зупинці й гальмуванні автомобіля й при перемиканні передач; плавно з'єднувати їх – при рушанні автомобіля з місця і після включення передач. Крім того, зчеплення оберігає деталі трансмісії від значних перевантажень інерційним моментом, створюваним обертовими масами двигуна при різкому уповільненні обертання колінчастого вала.

**Коробка передач** призначена для перетворення крутного моменту двигуна й тривалого від'єднання двигуна від ведучих коліс.

**Карданна передача** служить для передачі потужності

агрегатам трансмісій автомобіля, осі валів яких не лежать на одній прямій або можуть змінювати своє взаємне розташування при русі автомобіля. Карданна передача складається з карданних шарнірів, валів і проміжних опор.

**Головна передача** призначена для перетворення крутного моменту, переданого від коробки передач ведучим колесам. У найпоширеніших трансмісіях головна передача забезпечує передачу моменту від карданного вала ведучим колесам під кутом  $90^\circ$ . Головна передача являє собою шестерний редуктор з постійним або змінюваним передаточним числом.

**Диференціал** служить для розподілу в заданому співвідношенні підведеного до нього крутного моменту між вихідними валами. Диференціал дозволяє обертатися вихідним валам з різною кутовою швидкістю. Диференціал, установлений між правим і лівим ведучими колесами одного мосту, називається міжколісним. Диференціал, установлений між ведучими мостами автомобіля, називається міжосьовим.

**Вали ведучих коліс** передають момент від диференціала до ведучих коліс.

Трансмісії автомобілів розділяють по типу перетворювача моменту, по місцю розташування двигуна, числу й розташуванню ведучих мостів. По типу перетворювача моменту трансмісії діляться на дві групи: механічні східчасті й безступінчасті.

**Механічна східчаста трансмісія** має перетворювач моменту у вигляді коробок передач, що змінює передаточне число між вхідним і вихідним валами за рахунок перемикання шестірень. Передаточне число в таких трансмісіях на кожному ступені постійне.

Такі трансмісії є найбільш простими, мають найменшу вартість, високий ступінь надійності, тому одержали найбільше поширення. До недоліків східчастих механічних трансмісій слід віднести ступінчастість передаточного числа й, відповідно, складність керування при великій кількості ступенів у коробці передач.

**Безступінчаста трансмісія** має перетворювач моменту у вигляді пристрою, що плавно змінює передаточне число між вхідним і вихідними валами. Така трансмісія дозволяє плавно змінювати передаточне число між валами у всьому діапазоні

регулювання або у вузькому. В останньому випадку повний діапазон регулювання забезпечується за рахунок додаткової східчастої коробки передач.

На автомобілях застосовують наступні типи безступінчастих трансмісій: гідромеханічні; електромеханічні; гідрооб'ємні; механічні. Найбільш широке поширення одержали гідромеханічні трансмісії.

**Гідромеханічна передача** складається з гідродинамічної і механічної передач. Гідродинамічні передачі діляться на гідротрансформатори й гідромуфти. Гідромуфта містить два лопатеві колеса (насос і турбіну) і може змінювати тільки кінематичне передатне відношення.

Гідротрансформатор має не менш трьох лопатевих коліс (насос, турбіна й реактор), причому останній обов'язково повинен бути з'єднаний із зовнішньою опорою. Це дозволяє за допомогою гідротрансформатора безступінчасто змінювати кінематичне й силове передатні відношення між вхідним і вихідними валами.

Застосування на автомобілях гідромеханічних передач сприяє збільшенню терміну служби двигуна й трансмісії, зменшенню числа ступенів у механічному редукторі, зменшенню числа перемикачів, підвищенню прохідності автомобіля й поліпшенню комфортабельності, полегшує керування автомобілем.

Гідромеханічні передачі в порівнянні з механічними мають більш складну конструкцію, підвищену масу й вартість. При заміні механічної передачі гідромеханічною, спостерігається деяке погіршення характеристик розгону автомобіля й підвищення витрат палива.

Момент двигуна передається на насосне колесо гідромеханічної передачі безпосередньо або через редуктор.

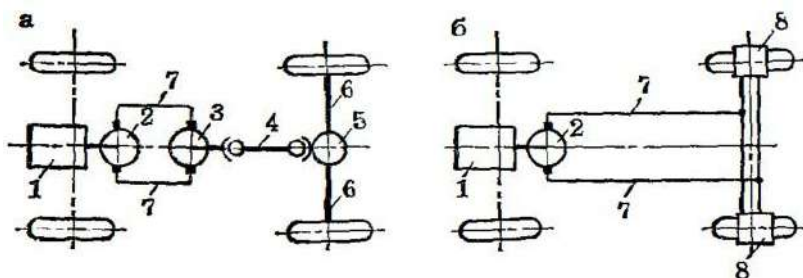
В гідромеханічних трансмісіях застосовуються східчасті редуктори, що дозволяють перемикати передачі при збереженні силового і кінематичного зв'язків із двигуном. У цьому випадку фрикційне зчеплення в конструкції відсутнє. Якщо використовується ступінчаста коробка передач із перемиканням і розривом потужності, зчеплення залишається.

**Електромеханічна трансмісія** складається з електричної й

механічної передачі. У таких трансмісіях електрична енергія виробляється за допомогою генератора, який приводиться в обертання двигуном.

Трансмісії виконуються за схемою групового або індивідуального привода ведучих коліс. У схемі групового привода крутний момент від одного електродвигуна через механічну передачу передається на кілька коліс (рис. 2.2, а). У схемі з індивідуальним приводом крутний момент на кожне колесо передається від окремого електродвигуна через механічну передачу (редуктор) (рис. 2.2, б).

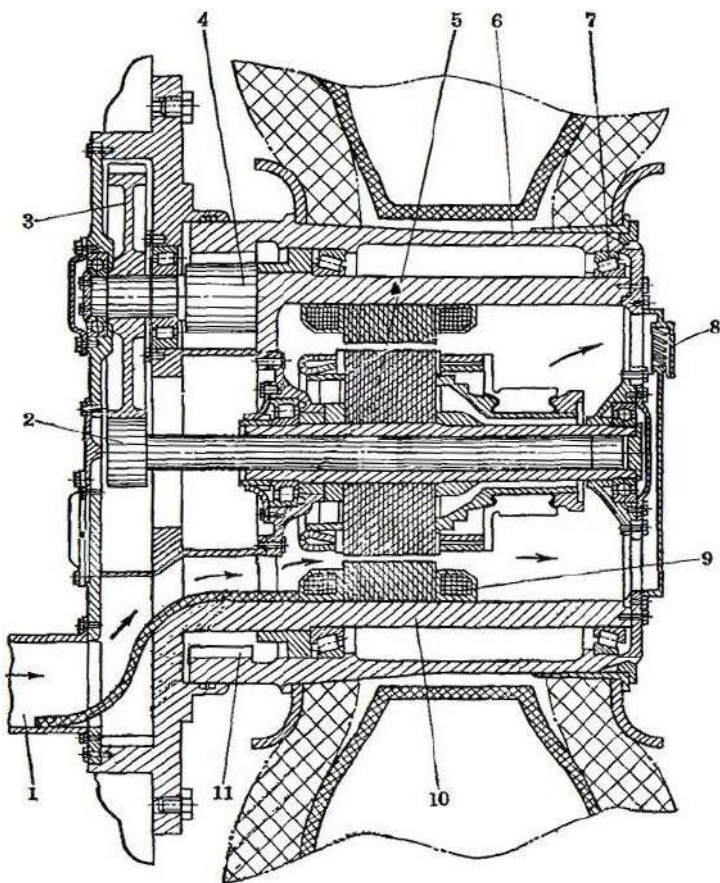
Колесо, електродвигун, редуктор та інші вузли конструктивно поєднуються в один агрегат – мотор-колесо. На рис. 2.3 показано один з можливих варіантів конструктивного виконання мотор колеса. У середині опори 10, з'єднаної з корпусом автомобіля, розташовується статор 9 електродвигуна.



- а – із груповим приводом; б – з індивідуальним;  
 1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – генератор; 3 – електромотор;  
 4 – карданна передача; 5 – головна передача й диференціал;  
 6 – вал привода ведучого колеса; 7 – струмоведучі з'єднання;  
 8 – електромотор-колесо

Рисунок 2.2 – Принципові схеми електромеханічних трансмісій

Крутний момент від якоря електродвигуна 5 через ведучий вал і шестірні 2-4 передається на шестірню із внутрішнім зачепленням 11, з'єднану з маточиною 6 колеса. Маточина 6 колеса встановлена на опорі 10 на підшипниках 7. Для охолодження електродвигуна через канал 1 подається повітря. Нагріте повітря виходить через отвір 8.



1 – канал для подачі холодного повітря; 2...4-шестірні привода маточини колеса; 5 – явір електродвигуна; 6 – маточина колеса; 7 – підшипник маточини колеса; 8- канал для виходу нагрітого повітря; 9 – статор електродвигуна; 10-опора колеса; 11 – ведена шестерня маточини колеса

Рисунок 2.3 – Мотор-колесо фірми «General Electric»

Основними агрегатами електромеханічної трансмісії є генератор і мотор-колесо. Агрегати зв'язані струмоведучими проводами. Електромеханічні трансмісії застосовуються на надважких автомобілях, самоскидах (вантажопідйомністю вище

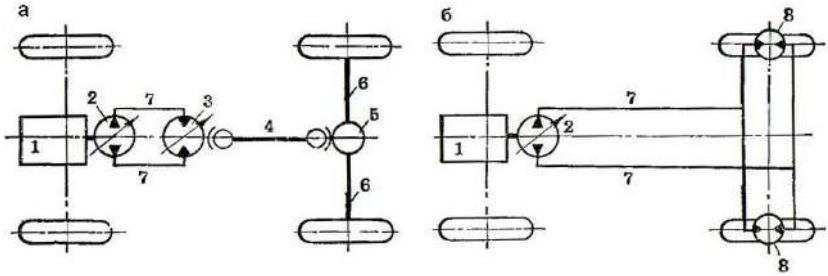
80 т), автомобілях і автопоїздах високої прохідності, автобусах особливо великої місткості. Електромеханічні трансмісії створюються в основному для передачі великих потужностей у тих випадках, коли застосування гідромеханічної трансмісії є недоцільним.

Основною перевагою електромеханічної трансмісії є безступінчасте регулювання. Інші позитивні їхні якості проявляються по типах автомобілів: у самоскидах – поліпшується компоновання й розподіл маси автомобіля по мостах за рахунок оптимального розташування мотор-коліс; з'являється можливість реалізації одним мотор-колесом великої потужності; зменшується маса трансмісії (починаючи з потужностей 700...800 кВт); в автомобілях і автопоїздах високої прохідності – забезпечується вільний вибір колісної формули й простота загального компоновання; істотне підвищення прохідності за рахунок збільшення числа ведучих коліс, активізації причіпних ланок, плавного регулювання сили тяги; спрощується конструкція механічної частини привода; в автобусах – з'являється можливість створювати зчленовані автобуси особливо великої місткості з високими тягово-зчіпними показниками; поліпшується планування й знижується рівень підлоги пасажирського салону.

До недоліків електромеханічних трансмісій відносяться: велика матеріалоемність агрегатів і в цілому трансмісії в порівнянні з механічною й гідромеханічною трансмісіями; порівняно низький ККД; висока первісна вартість; великі невіднесорені маси.

**Гідрооб'ємна трансмісія** складається з регульованого гідронасоса й одного або декількох гідромоторів (регульованих або нерегульованих). У випадку застосування одного гідронасоса й одного гідромотора гідрооб'ємна передача виконує тільки функцію перетворювача моменту (рис. 2.4).

Найбільш часто гідроагрегати розташовують роздільно: насос з'єднують із двигуном, а гідромотори встановлюються як поза колесом, так і вбудовуються в колесо (гідромотор-колесо). В останньому випадку високомоментні гідромотори можуть з'єднуватися з колесом безпосередньо.



а – із груповим приводом; б – з індивідуальним;  
 1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – гідронасос;  
 3 – гідромотор; 4 – карданна передача;  
 5 – головна передача і диференціал; 6 – вал привода  
 ведучого колеса; 7 – трубопроводи; 8 – гідромотор-колесо

Рисунок 2.4 – Принципові схеми гідрооб’ємних трансмісій

Така схема зручна для компонування гідроагрегатів і застосовується для багатопровідних машин і автопоїздів. Регулювання здійснюється зазвичай шляхом керування гідронасосом, а потрібний діапазон регулювання досягається за рахунок відключення привода окремих мостів.

Перевагами об’ємних гідропередатч є: безступінчаста плавна зміна в широкому діапазоні експлуатаційних режимів – швидкості й тяги; простота компонування трансмісії й машини в цілому, у тому числі й транспортних засобів з активними причіпними ланками; можливість тривалої й стійкої роботи під навантаженням при малих швидкостях; полегшення умов роботи двигуна та інших агрегатів трансмісії за рахунок надійного захисту від перевантажень і вібрацій; простота керування, легкість автоматизації; можливість реверсу руху й гальмування без спеціальних пристроїв.

Вільне компонування гідроагрегатів на машині, а також можливість легкого розгалуження потужності шляхом розгалуження гідравлічного потоку дозволяють створювати трансмісії, що найбільш повно задовольняють умовам роботи проектованої машини.

Основними недоліками є відносно малий термін служби гідромашин і висока вартість. Гідрооб’ємні передачі застосовуються в тракторобудуванні, сільськогосподарських,

будівельних і дорожніх машинах, а також іноді в автомобілях, особливо в автопоїздах високої прохідності й кар'єрних самоскидах.

Серед механічних безступінчастих передач найбільше поширення одержали фрикційні. Принципова схема такої передачі показана на рис. 2.5, а. На ведучому валу 3 розташоване ведуче колесо 2. Колесо притискається до веденого диска 1 і може системою керування переміщатися уздовж вала 3. За рахунок виникаючих між колесом і диском сил тертя передається момент від вала 3 до вала 4. Передаточне число визначається відстанню від ведучого колеса до осі веденого вала.

Фрикційні безступінчасті передачі можна розділити на три основні групи: передачі із гнучким зв'язком; багатоконтактні; передачі із твердими тілами що котяться.

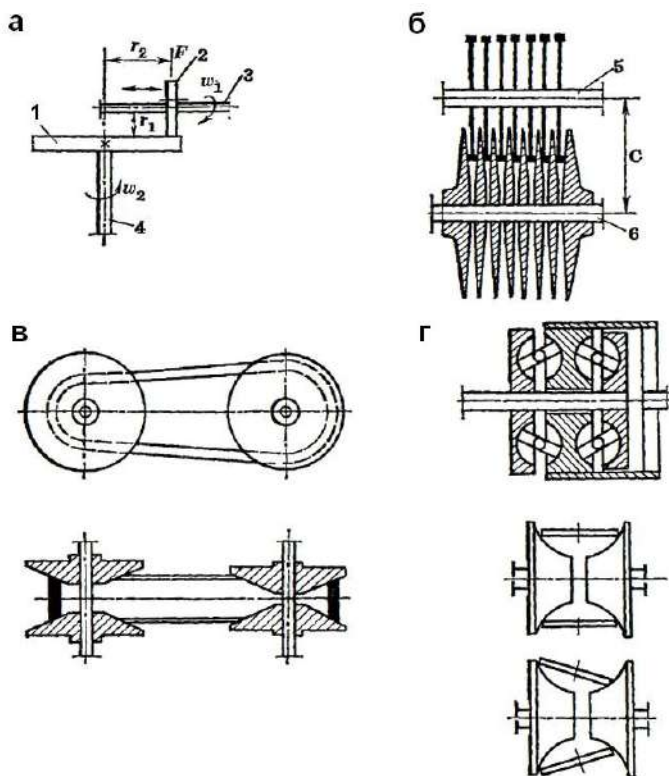
На рис. 2.5 показані принципові схеми таких передач. Передача із гнучким зв'язком (рис. 2.5, в) представляє клиноремінну передачу зі шківками змінного діаметра. Зміна діаметра шківків здійснюється за рахунок зміни відстані між їхніми конічними половинами.

При збільшенні відстані між напівшківками ведучого вала (зменшенні активного діаметра ведучого шківка) одночасно відбувається зменшення відстані між веденими напівшківками (збільшення активного діаметра відомого шківка). Це приводить до збільшення передаточного числа між ведучим і веденим валами.

Принцип роботи багатоконтактної фрикційної передачі показаний на рис. 2.5, б. Передача складається з великої кількості тонких конічних дисків, розташованих на одному з валів і дотичних з кільцевими виступами дисків, які встановлені на іншому валу.

При взаємному переміщенні валів, змінюється відстань  $C$  від вала 6, на якому кільцеві виступи дисків вала 5 стикаються з конічними дисками вала 6. Це забезпечує зміну передаточного числа між валом 6 і 5. Диски веденого й ведучого валів можуть переміщатися уздовж валів таким чином, що при будь-якій зміні відстані між валами, кільцеві виступи завжди притискаються до конічних дисків. Деякі принципові схеми передачі з тілами кочення показані на рис. 2.5, г.





а – принципова схема; б – багатоконтактна передача;  
 в – передача з гнучким зв'язком; г – передачі з тілами кочення

Рисунок 2.5 – Принципові схеми безступінчастих механічних передач

Загальним недоліком більшості безступінчастих фрикційних передач є те, що передача потужності забезпечується при високому тиску на контактних поверхнях. При цьому неминуче виникає ковзання ведучих і ведених елементів, що при високому тиску призводить до втрат потужності й швидкому зношуванню тертьових поверхонь.

Відомі конструкції передач, що працюють при відносно малих тисках контактуючих поверхонь. Такі передачі мають звичайно більші габарити й низький ККД. Тому фрикційні

передачі використовуються тільки для транспортних засобів з малою потужністю: мотоцикли, мотоколяски, мікролітражні автомобілі.

По місцю розташування двигуна, числу й розташуванню ведучих мостів, трансмісії сучасних автомобілів можна розділити на: трансмісії із заднім ведучим мостом і розташуванням двигуна попереду або усередині бази; з переднім ведучим мостом і переднім розташуванням двигуна; із заднім ведучим мостом і заднім розташуванням двигуна; трансмісії багатопровідних автомобілів.

Перший тип трансмісії у цей час є найпоширенішим. Такі трансмісії застосовуються практично на всіх вантажних автомобілях з одним ведучим мостом, на більшості автобусів і легкових автомобілях.

Трансмісія складається зі зчеплення, перетворювача крутного моменту (коробки передач), одновальної або двохвальної карданної передачі, головної передачі й валів ведучих коліс.

У якості перетворювача крутного моменту застосовується ступінчаста механічна коробка передач, гідромеханічна або гідрооб'ємна передача. На великовантажних автомобілях для збільшення числа ступенів послідовно з основною коробкою передач може встановлюватися двох або трьохступінчаста додаткова коробка. Додаткова коробка передач може бути окремою або об'єднаною з основною. При залежній підвісці ведучого мосту головна передача, диференціал, вали ведучих коліс поєднуються в один агрегат – ведучий міст.

При об'єднанні незалежної підвіски в загальний агрегат, закріплений на рамі або кузові автомобіля, поєднуються головна передача й диференціал, а вали ведучих коліс роблять із карданними шарнірами, що дозволяють колесам змінювати своє положення щодо головної передачі. Головні передачі можуть різнитися конструкцією, але обов'язково повинні включати передавальні механізми, що змінюють напрямок крутного моменту під кутом  $90^\circ$ .

При компонованнях трансмісій автобусів прагнуть забезпечити максимальний обсяг пасажирського салону й рівність підлоги. Для автобусів, кузова яких установлюються на шасі стандартних вантажних автомобілів масового виробництва,

характерні ті ж схеми трансмісій, що й для вантажних автомобілів. Недоліками переднього розташування двигунів в автобусах є погана ізоляція двигуна від салону й небезпека виникнення вібрацій внаслідок застосування багатоланкової карданної передачі.

Тому на міських, міжміських і туристських автобусах найбільш часто двигун розташовують у межах бази або позаду. При розташуванні двигуна в межах бази останній, як правило, розташовують під підлогою салону або збоку (рис. 2.1, в, г).

При цьому двигун, зчеплення й коробка передач можуть поєднуватися в один агрегат або ж коробка передач може встановлюватися окремо. На автобусах застосовують тільки залежну підвіску ведучого мосту. Тому головна передача, диференціал і вали ведучих коліс поєднуються в одному картері.

Передній ведучий міст при передньому розташуванні двигуна мають тільки легкові автомобілі. Така схема забезпечує автомобілю гарну курсову й траєкторну стійкість і керованість. Схема й конструкція трансмісії таких автомобілів багато в чому визначаються розташуванням двигуна стосовно поздовжньої осі автомобіля. Можливе поздовжнє й поперечне розташування двигуна.

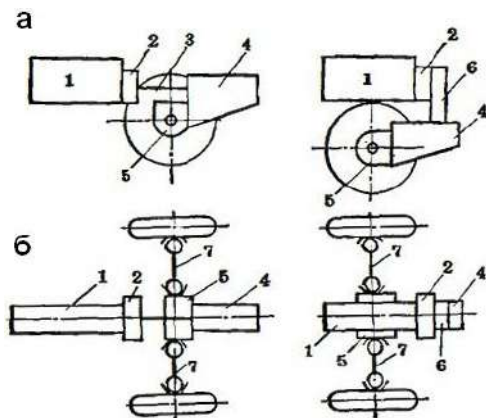
В автомобілів з поздовжнім розташуванням двигуна застосовують трансмісії, виконані по схемах: з головною передачею, розташованою між двигуном і коробкою передач; з головною передачею, розміщеною під двигуном.

У першому випадку (рис. 2.6) зчеплення розміщається разом із двигуном, а його зв'язок з коробкою передач здійснюється валом, центрованим у маховику двигуна.

При розміщенні головної передачі під двигуном зв'язок двигуна із трансмісією здійснюється шестерною або ланцюговою передачею. Шестерні передачі найбільш часто застосовують в автомобілі малого класу. Трансмісія з розташуванням двигуна над головною передачею є найбільш компактною по довжині. Такі трансмісії вимагають високого розташування капота двигуна, що ускладнює компоновання автомобіля. Довжина двигуна в схемі з поздовжнім розташуванням жорстко не лімітується.

Тому таку схему переважно мають автомобілі із двигуном

великого об'єму. У передньоприводних автомобілів з поздовжнім розташуванням двигуна найбільш часто застосовують двохвальні коробки передач. На вихідному валу коробки встановлюється ведуча шестерня конічної головної передачі.



а – головна передача розташована між двигуном і коробкою передач; б – головна передача розташована під двигуном; 1 – двигун; 2 – зчеплення; 3 – вал приводу коробки передач; 4 – коробка передач; 5 – головна передача з диференціалом; 6 – вертикальна передача; 7 – вал приводу ведучого колеса

Рисунок 2.6 – Схема розміщення агрегатів трансмісії при передніх ведучих колесах і передньому поздовжньому розташуванні двигуна

Найбільш характерною для передньоприводних автомобілів особливо малого й малого класів є схема з поперечним розташуванням двигуна. При такій схемі трансмісія виявляється найбільш компактною й, що дуже важливо, у ній відсутня конічна передача.

При поперечному розташуванні двигуна можливе розміщення трансмісії й двигуна в одному або різних картерах. У першому випадку досягається більша компактність агрегату двигун-трансмісія. При цьому конструкція виходить досить складною, а ремонтні роботи утруднені. Останнє пов'язане з тим, що для заміни будь-якої деталі трансмісії необхідне розбирання

картера всього агрегату.

Тому більш доцільно, у тому числі й з погляду уніфікації, розміщати трансмісію й двигун в окремих картерах. Момент на первинний вал коробки передач може передаватися безпосередньо зі зчеплення, якщо первинний вал розташований соосно з колінчатим валом двигуна, або через додатковий ряд шестерень.

Головна передача представляє циліндричну прямозубу, косозубу або шевронну передачу. Автомобілі з переднім розташуванням двигуна й переднім ведучим мостом мають незалежну підвіску ведучих коліс.

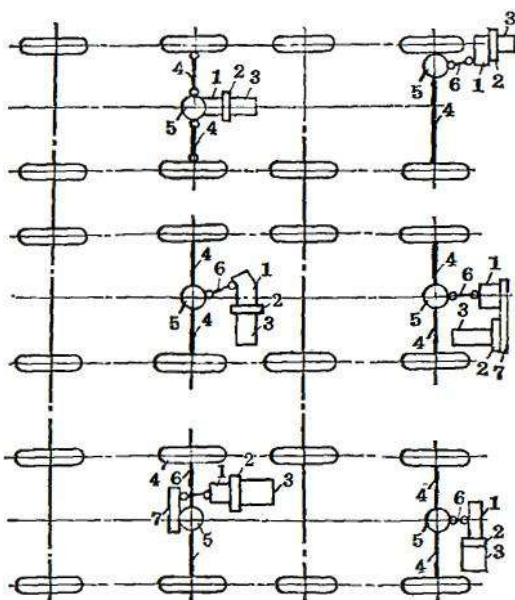
Тому на валах ведучих коліс установлюється по два карданні шарніри. Заднє розташування двигуна при задньому ведучому мості є найбільш перспективним для міжміських і туристських автобусів. При такому розташуванні двигуна можливі гарна ізоляція його від салону; оптимальний розподіл навантаження по мостах; створення містких багажників під підлогою по всій ширині автобуса. Деякі компоновальні схеми трансмісії автобусів із заднім розташуванням двигуна показані на рис. 2.7.

Двигун може мати поздовжнє або поперечне (найбільш часте) розташування. В останньому випадку при механічній або гідромеханічній трансмісіях може застосовуватися головна передача, за допомогою якої передається момент ведучим колесам при куті, відмінному від  $90^\circ$ .

На деяких легкових автомобілях має місце також заднє розташування двигуна при задніх ведучих колесах. Компоновання трансмісій таких автомобілів практично ті ж самі, що й у легкових автомобілях з переднім розташуванням двигуна й передніми ведучими колесами. Легкові автомобілі із заднім розташуванням двигуна не перспективні в силу властивих їм недоліків: погіршених курсовій стійкості й керованості.

У трансмісіях багатоприводних автомобілів є механізм, що забезпечує розподіл потужності двигуна між двома або більше мостами.

Передача потужності двигуна декільком мостам може здійснюватися за рахунок створення прохідних мостів – послідовно від одного мосту до іншого, або шляхом установки спеціального механізму (роздавальної коробки).

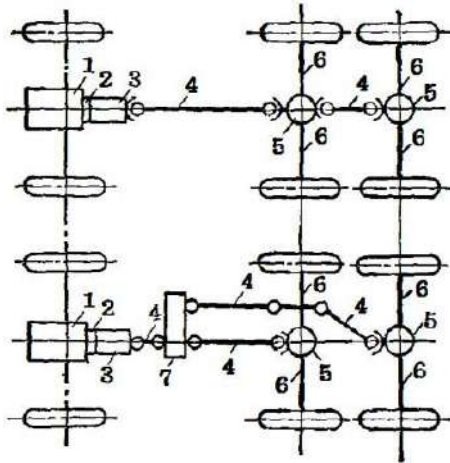


1 – коробка передач; 2 – зчеплення; 3 – двигун;  
 4 – вал привода ведучого колеса; 5 – головна передача і диференціал; 6 – карданна передача; 7 – додаткова передача

Рисунок 2.7 – Схеми трансмісій автобусів при задньому розташуванні двигуна

На рис. 2.8 показані схеми трансмісії неповноприводних автомобілів із двома приводними мостами. Основною перевагою схеми з роздавальною коробкою є високий ступінь уніфікації приводних мостів. До недоліків відноситься велика кількість карданних шарнірів і наявність додаткового агрегату – роздавальної коробки. Роздавальна коробка є більш складним і важким агрегатом, ніж вузол розподілу потужності між мостами в трансмісіях, виконаних по другій схемі.

Трансмісії повноприводних автомобілів забезпечують передачу потужності до всіх коліс автомобіля. При цьому використовується одна або кілька коробок. Як правило, роздавальна коробка, встановлена безпосередньо за основною, виконує також функції додаткової коробки передач.



1 – двигун; 2 – зчеплення; 3 – коробка передач; 4 – карданна передача; 5 – головна передача й диференціал; 6 – вал привода ведучого колеса; 7- роздавальна коробка

Рисунок 2.8 – Схеми трансмісій неповноприводних автомобілів із двома ведучими мостами

У ній передбачаються два ступеня передаточних чисел, що забезпечує широкий діапазон регулювання передаточних чисел трансмісії, необхідний для автомобілів високої прохідності.

Принципово трансмісії багатоприводних автомобілів можна розділити на дві групи: із блокованим і диференціальним приводом. У трансмісіях з диференціальним приводом у роздавальних коробках установлюють міжосьові диференціали, за допомогою яких розподіляється крутний момент між приводними мостами в заданому співвідношенні.

При блокованому приводі приводні вали головних передач мостів з'єднані жорстким кінематичним зв'язком і завжди обертаються з однаковою швидкістю. Внаслідок того, що при русі автомобіля з малим опором у блокувальному приводі виникає циркуляція потужності, такий привод роблять таким що відключається.

При русі в легких умовах ведучими залишають тільки один або два близько розташовані мости. Привод до інших мостів за допомогою муфт відключають від двигуна. Диференціальний

привод роблять, як правило, постійно включеним, а для збільшення прохідності автомобілів при русі у важких дорожніх умовах передбачають автоматичне або примусове блокування диференціалів.

Трансмісії багатовісних повноприводних автомобілів виконуються по двом схемам: із мостовим і бортовим приводом. Найбільше поширення одержали схеми з мостовим приводом. При таких схемах розподіл моменту між мостами здійснюється однією або декількома роздавальними коробками. Трансмісії з бортовим приводом застосовуються рідше, головним чином для спеціалізованих автомобілів.

Бортовий привод зручний для компонування автомобілів з несучим корпусом. Основна його перевага полягає в тому, що агрегати трансмісії розміщені по бортах, а середня частина корпуса може використовуватися для устаткування, що транспортується. При одному двигуні, за коробкою передач устанавлюється міжбортова роздавальна коробка.

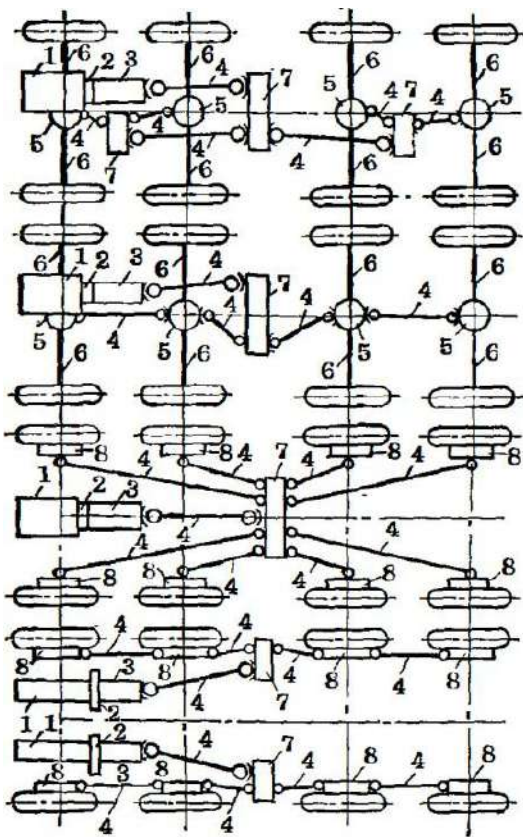
Автомобілі високої прохідності можуть мати два двигуни. Установку двох двигунів найчастіше проводиться з метою уніфікації, або при відсутності двигуна необхідної потужності. Характерні компонувальні схеми трансмісій багатопроводних автомобілів показані на рис. 2.9.

У повноприводних автомобілях, в якості перетворювача моменту двигуна, широко використовують гідромеханічні передачі, що забезпечують підвищення прохідності за рахунок плавної зміни крутного моменту, підведеного до ведучих коліс, і відсутності розриву потоку потужності, що передається через трансмісію, при перемиканні передач.

До головних передач автомобілів високої прохідності пред'являється додаткова вимога – забезпечення достатнього дорожнього просвіту. Тому головні передачі звичайно роблять рознесеними, тобто такими, що складаються із трьох агрегатів: центральної передачі, що має невелике передаточне число, і двох колісних редукторів.

Колісні редуктори виконуються у вигляді пари циліндричних шестерень із зовнішнім або внутрішнім зачепленням або планетарними. У трансмісіях з бортовим приводом замість головних передач мостів, кожне колесо має бортовий редуктор.





1 – двигун; 2 – зчеплення; 3 – коробка передач;  
 4 – карданна передача; 5 – головна передача й диференціал;  
 6- вал привода ведучого колеса; 7 – роздавальна коробка;  
 8- колісний редуктор

Рисунок 2.9 – Схеми трансмісій багатопровідних автомобілів

### 2.3 Характер ушкоджень і види розрахунків деталей автомобілів

В процесі експлуатації під впливом сукупності дорожніх, транспортних і кліматичних умов відбуваються зміни стану деталей і агрегатів: накопичення утомних ушкоджень, поломки,

зношування.

Серед основних факторів, що викликають ушкодження деталей автомобіля, виділяють наступні: короточасні динамічні навантаження, що викликають у деталях підвищені напруги; тривалі навантаження, що циклічно змінюються, створюють накопичення в матеріалі деталей утомних ушкоджень; тертя контактуючих поверхонь, що обумовлює їхнє зношування; температурні й хімічні впливи активних середовищ, що викликають корозію й старіння матеріалів.

Звичайно працездатність деталей залежить від усіх перерахованих факторів, однак деякі з них залежно від типу деталей є визначальними. Так, наприклад, для деталей, у яких визначальними факторами є циклічно змінювані напруги в різних перетинах, або напруги при перевантаженнях, основними видами ушкоджень є полумки по небезпечному перерізу й залишкові деформації. Ці види ушкоджень спостерігаються в півосях, металевих пружних елементах підвіски, зубів шестерень, деяких корпусних деталей.

Для деталей, у яких визначальними факторами є напруги на активній поверхні, основними видами ушкоджень є: викрашування (піттинг), відшаровування, зминання, бринелювання (сліди вдавнення), фретінг. Викрашування й відшаровування характерні для бігових доріжок і тіл кочення підшипників, активних поверхонь зубів шестерень.

**Зминання** характерне для бічних поверхонь шліцьових з'єднань і зубчастих муфт. Спостерігається також на зубах шестірень і на деяких інших деталях у випадку недостатньо зміцненого поверхневого шару.

**Бринелювання** є характерним видом ушкодження поверхні шипів хрестовин і внутрішньої поверхні стаканчиків карданних підшипників (сліди вдавнення голок підшипника з ознаками перекосу цих голок).

**Фретінг** – ушкодження, при якому на деякій ділянці поверхні деталі з'являються дрібні надзвичайно густо розташовані поглиблення. При розбиранні з'єднання ці поглиблення заповнені порошкоподібними продуктами зношування, найчастіше окисненими.

Фретінг є характерним видом ушкодження деталей, що

мають нерухливі з'єднання, у яких спостерігаються дотичні мікропереміщення, обумовлені, наприклад, розбіжністю пружних характеристик елементів з'єднання. До характерних деталей, підданих фретінгу, відносяться: з'єднання шипів хрестовини диференціала з корпусом, нерухливі шліцові з'єднання, гнізда під підшипники, тощо.

Для деталей, у яких визначальним фактором є тертя контактуючих поверхонь, основними видами ушкодження є заїдання й зношування. Заїдання на поверхнях тертя спостерігається в тих випадках, коли використовується не відповідний до умов роботи мастильний матеріал.

**Зношування** є ушкодженням найбільш загальним для більшості деталей автомобіля, тому що процес зношування завжди супроводжується відносним переміщенням деталей, поверхні яких перебувають у контакті. Для тих сполучень деталей, у яких тертя не використовується для виконання робочої функції даних деталей, сили тертя й роботу цих сил прагнуть максимально зменшити за рахунок забезпечення гарного змащення.

Природно, що й зношування в таких сполученнях не є інтенсивним. Інтенсивність зношування прагнуть обмежити настільки, щоб не потрібна була заміна деталі до закінчення планованого терміну служби агрегату (механізму). Є група деталей, у сполученні яких тертя періодично використовується як фактор, що забезпечує виконання механізмом певної функції.

У цьому випадку при контакті сполучених поверхонь прагнуть одержати можливо більшу силу тертя. Відповідно виявляється велика робота тертя й інтенсивність зношування фрикційних елементів.

Агресивні середовища при підвищеній температурі виявляють вплив практично на кожній з перерахованих видів ушкодження деталей. При цьому погіршуються фізичні характеристики мастильних матеріалів і матеріалів деталей. Корозія може створити умови для швидкої появи утомних мікротріщин.

Тому що не всяке ушкодження деталі відразу приводить до її відмови (виходу з ладу), вводиться поняття про граничний ступінь ушкодження, або граничний стан деталі.

**Граничним** є такий стан деталі, по досягненню якого подальша її робота або неможлива (наприклад, поломка) або стає зовсім недоцільною, а часто й неприпустимою, через істотне погіршення показників роботи всього вузла.

**Характерні граничні стани** деяких типових деталей наступні:

1) для фрикційних накладок ведених дисків зчеплення – зношування по товщині, при якому поверхня головок заклепок починає збігатися з активною поверхнею накладок. Якщо накладка кріпиться за допомогою клею, зношування, при якому виявляється вичерпаною межа регулювання механізму, або зношування, при якому міцність шару накладки, що залишився, досягла критичного значення;

2) для зубчастих коліс – поломка зубів або тріщини, ушкодження, що збільшують шум при роботі передачі, такі як викрашування або змінання активної поверхні зубів;

3) для зубчастих муфт – зношування зубців по товщині й довжині, що приводить до самовимикання муфти під навантаженням;

4) для підшипників кочення – зношування бігових доріжок і тіл кочення, що викликає появу осьового й радіального люфтів, що перевищують припустимі; викрашування на поверхні бігових доріжок і тіл кочення; тріщини обойм; поломки сепараторів;

5) для валів – залишкові деформації, поломка, граничне зношування шийок під підшипники;

6) для корпусних деталей – тріщини, граничне зношування гнізд під підшипники до значень, що обмежуються технічними умовами.

Розміри й характеристики деталей необхідно підбирати так, щоб вони протягом заданого строку не досягли граничного стану по характерному для них виду ушкодження.

Залежно від характеру впливу ушкоджуючих факторів на окремі деталі автомобіля або робочі пари, проводяться розрахунки: на міцність; утому; зносостійкість робочих поверхонь; твердість; стійкість.

Розрахунки на міцність виконується для попередження поломок або ушкодження робочих поверхонь (змінання, розтріскування) при однократному додаванні найбільшого з

можливих навантажень.

Для розрахунків необхідно виявити максимальні навантаження, обумовлені особливо важкими умовами експлуатації. Оскільки навантаження при цьому має динамічний характер, розрахунки на міцність іноді називають розрахунками на динамічну міцність. При цьому виникаючі короточасні напруги не повинні перевищувати межі міцності матеріалу деталі.

Міцність деталі оцінюється коефіцієнтом запасу міцності:

$$n = \sigma_{\text{пол}} / \sigma_{\text{max}}, \quad (2.1)$$

де  $\sigma_{\text{пол}}$  – напруга, при якій відбувається ушкодження деталі при статичних випробуваннях;

$\sigma_{\text{max}}$  – напруга в розраховуваній деталі, що відповідає максимальному динамічному навантаженню.

При відсутності даних замість значення  $\sigma_{\text{пол}}$  використовують границю текучості  $\sigma_{\text{T}}$ , отриманий при випробуваннях стандартних зразків.

Залежно від виду напруженого стану деталі розрахунки на міцність виконуються по напругах вигину  $\sigma_{\text{max}}$ , кручення  $\sigma_{\text{max}}$ , або контактним  $\sigma_{\text{Hmax}}$ .

Коефіцієнт запасу міцності залежно від ступеня вірогідності визначення максимального динамічного навантаження ухвалюють близьким 1,3 для деталей, поломка яких не викликає серйозних наслідків, і не менше 3...5 – для деталей, поломка яких може викликати аварію.

У ряді випадків для деталей, ушкодження яких не приводить до серйозних наслідків і не вимагає великих витрат на заміну, використовують досить мале значення коефіцієнта запасу міцності, близьке до одиниці. Підставою для цього є та обставина, що при динамічному додаванні навантаження, міцність деталі виявляється трохи вищою, ніж при статичному додаванні такого ж навантаження.

Оскільки розрахунки на динамічну міцність проводяться без обліку динамічного характеру додавання навантаження, такий вид розрахунків часто називають розрахунками на статичну

міцність. Надалі цей вид розрахунків будемо називати просто розрахунками на міцність.

При експлуатації вузли й деталі автомобіля зазнають впливу змінних за значенням, напрямком й частотою навантажень. Під дією цих навантажень у матеріалі деталей накопичуються утомні uszkodження. Розрахунки на утому виконуються для попередження граничних uszkodжень, що носять утомний характер.

Для розрахунків з використанням положень теорії ймовірностей необхідні статистичні дані про щільність розподілу амплітуд змінних напруг і числа циклів навантаження деталі, що розраховується, у заданих умовах експлуатації.

Іноді для окремих деталей застосовують умовні розрахунки на утому, при якому статистичні характеристики навантажувального режиму відсутні. Такий вид розрахунків називається розрахунками по номінальних напругах.

При цьому порівнюються напруги, що виникають у деталі під дією розрахункового навантаження, з напругами, розрахованими при відповідному навантаженні в деталях автомобілів-аналогів, які добре зарекомендували себе:

$$\sigma \leq \sigma_{ст}, \quad (2.2)$$

де  $\sigma$  – номінальна напруга в деталі;

$\sigma_{ст}$  – середнє статистичне значення номінальних напруг у відповідних деталях автомобілів-аналогів.

Розрахунки на утому по заданим статистичним характеристикам навантажувального режиму засновані на використанні експериментально-встановленої статичної залежності між рівнем циклічно-мінливої напруги  $\sigma$  у деталі й числом циклів навантаження  $N_{разр}$  до її утомного граничного стану:

$$\sigma^m N_{разр} = const, \quad (2.3)$$

де  $m$  – показник ступеня, який залежить від напруженого стану (вигин, крутіння, контактна напруга), способу термообробки й перебуває в межах 3...9.

Є кілька технічних прийомів виконання розрахунків на утому. У найбільш загальному виді діапазон зміни рівня довгостроково діючого навантаження розбивається на кілька інтервалів і для кожного інтервалу визначається міра накопичуваного утомного ушкодження в деталі, оцінювана добутком:

$$\sigma_i^m N_i, \quad (2.4)$$

де  $\sigma_i$  – середня напруга на даному інтервалі навантаження;  
 $N_i$  – число циклів зміни напруги на даному інтервалі.

Утомне ушкодження деталі на всіх рівнях навантаження за планований термін служби деталі відповідно до гіпотези про можливість лінійного підсумовування утомних ушкоджень виражається  $\sum \sigma_i^m N_i$ .

Умова достатнього опору утоми деталі по даному виду напруженого стану має такий вигляд:

$$\sum \sigma_i^m N_i \leq \sigma_R^m N_0, \quad (2.5)$$

де  $\sigma_R$  – тривала границя витривалості зразків при тому характері циклу, який випробовує деталь, що розраховується, під час експлуатації (характер циклу оцінюється коефіцієнтом асиметрії R);

$N_0$  – базове число циклів, при якому встановлена границя витривалості  $\sigma_R$ .

Розрахунки безпосередньо по вираженню (2.5) досить трудомісткі. Тому, коли відомі параметри розподілу довгостроково діючих навантажень, доцільно ступінь накопичення утомних ушкоджень представити в наступному виді:

$$\sigma_i^m N_i = (\beta_i \sigma_p)^m \alpha_i N_{\Sigma}, \quad (2.6)$$

де  $\beta_i$  – відношення напруги в деталі в  $i$ -м інтервалі навантаження до розрахункового:

$$\beta_i = \sigma_i / \sigma_p, \quad (2.7)$$

$\sigma_p$  – напруга в деталі при постійному навантаженні, прийнятої в якості розрахункової;

$a_i$  – відношення числа циклів навантаження в  $i$ -м інтервалі до сумарного числа циклів при даному розподілі;

$N_\Sigma$  – сумарне число циклів навантаження у всіх інтервалах навантаження розглянутого розподілу.

$$K_n = \sum_{i=1}^k \beta_i^m a_i$$

Якщо позначити  $K_n$ , рівняння (2.5) може бути презентовано у вигляді:

$$K_n \sigma_p^m N_\Sigma \leq \sigma_R^m N_0, \quad (2.8)$$

де  $K_n$  – коефіцієнт приведення режиму змінних циклічних навантажень до режиму циклічного навантаження з розрахунковим навантаженням (коефіцієнтом пробігу).

Таким чином, завдання розрахунків на утому зводиться до визначення розрахункового режиму навантаження ( $\sigma_p$  і  $N_\Sigma$ ) і коефіцієнта пробігу. Останній може перебувати на базі аналізу статистичного матеріалу, одержуваного при пробігових випробуваннях автомобілів.

Значення  $K_n$  знаходять на основі розрахунків режимів руху автомобілів. Оцінка опору утоми деталі виконується по одному з наступних показників: напрузі, що допускається, розрахованому з урахуванням необхідного строку служби деталі; пробігу автомобіля, забезпечуваному витривалістю деталі; коефіцієнту запасу міцності.

Розрахунки на зносостійкість робочих поверхонь проводяться умовно. При цьому визначається безпосередньо не зношування, а ряд непрямих показників напруженості роботи пари тертя:

а) умовний тиск ( $p$ ) на робочій поверхні при дії розрахункового навантаження;

б) питома робота тертя ( $\omega_\mu$ ) за один робочий цикл пари тертя;

в) підвищення температури ( $\Delta t^\circ$ ) теплопровідного елемента



пари тертя за один робочий цикл.

Для пар тертя типу підшипників ковзання, зазвичай обмежуються розрахунками по припустимому тиску. Для фрикційних пар тертя в механізмі зчеплення й гальмових механізмів розраховують також питому роботу тертя й підвищення температури за розрахунковий цикл.

Оцінка зносостійкості пари тертя проводиться на основі зіставлення отриманих показників напруженості роботи із середніми статистичними значеннями відповідних показників для пар тертя, що успішно працюють на діючих автомобілях аналогах:

$$p \approx p_{ст}; \omega_{\mu} \approx \omega_{ст}; \Delta t^{\circ} \approx \Delta t_{ст}^{\circ}, \quad (2.9)$$

де індекс «ст» – позначає середній статистичний рівень.

Розрахунок на жорсткість характерний для деталей, деформації яких від навантаження порушують нормальні умови роботи сусідніх деталей. Наприклад, деформація валів викликає перекоси в підшипникових вузлах і зубчастих зчепленнях, що скорочує строк їх служби.

Розрахунки на жорсткість проводяться з метою запобігання деформацій, що перевищують допустимі.

Найчастіше в розрахунку на жорсткість використовується максимальне динамічне навантаження. У ряді випадків розрахунок виконується по найбільшому з довго діючих навантажень, тобто по розрахунковому навантаженню.

Типовими розрахунками на жорсткість є: розрахунки прогинів валів  $u$ ; розрахунки девіації (поворотів) перетинів  $\Theta$ ; розрахунки кутів закручування щодо довгих валів.

Перевірку на стійкість виконують для відносно довгих стрижнів, підданих дії осьової стискаючої сили. Оцінюючим показником стійкості є коефіцієнт запасу стійкості:

$$n_{уст} = F_{крит} / F_{max}, \quad (2.10)$$

де  $F_{крит}$  – осьова стискаюча сила, при якій відбувається втрата стійкості стрижня, тобто критична осьова сила (визначається за правилами, наведеним у курсі «Опір матеріалів»);

$F_{\max}$  – осьова сила при максимальному динамічному навантаженні.

До розрахунків на стійкість може бути віднесений також розрахунок карданного вала на вібростійкість, при якому визначається коефіцієнт запасу по критичній частоті обертання.

## **2.4 Розрахункові схеми для аналізу динамічної навантаженості трансмісії**

Трансмісія є складовою частиною автомобіля й перебуває у взаємозв'язку з усіма його елементами. Її навантаженість визначається збурюваннями, що діють на автомобіль у процесі руху, і параметрами динамічної системи автомобіля.

Динамічні системи бувають із розподіленими параметрами й дискретними. У системах з розподіленими параметрами кожний елемент (наприклад, вал) характеризується двома властивостями – інерційністю й пружністю. Усі реальні системи є розподіленими, але при аналізі кожен систему прагнуть привести до дискретного виду, зневажаючи менш істотними властивостями кожного елемента.

Автомобіль у цілому, й трансмісія, як його складова частина, є системами з розподіленими параметрами. Вони звичайно при схематизації представляються у вигляді коливальних систем дискретного виду. Підставою для дискретизації є те, що крутильні коливання в трансмісії мають виражений дискретний спектр власних частот у діапазоні до 300 Гц. Відповідно дискретні системи можна застосовувати для розрахунків коливальних процесів у цьому діапазоні частот.

У системах, наведених до дискретного виду, маси зосереджені й мають тільки інерційність. Ділянки системи, що зв'язують маси, мають вигляд пружних елементів, які характеризуються певною твердістю. При аналізі крутильних коливань до зосереджених мас звичайно відносять маси, розмір яких уздовж осі обертання не перевищує подвійного діаметра маси.

Розподілені маси, якщо вони малі в порівнянні із зосередженими, приблизно враховуються шляхом віднесення їх до зосереджених. Дискретизація системи трансмісії проводиться

шляхом вивчення креслень агрегатів і виділення елементів, що відносяться до зосереджених мас, і елементів, що мають тільки податливість.

До зосереджених мас звичайно відносять маховик, диски зчеплення, зубчасті колеса, фланці, деталі підшипників, корпусу агрегатів.

Елементи, що володіють тільки твердістю (податливістю), у першу чергу – це вали, спеціально введені в трансмісію пружні деталі, пружні елементи підвісок агрегатів. Облік і правильне визначення твердості перерахованих елементів має визначальне значення при складанні розрахункових схем еквівалентних трансмісії.

Зубчасті зачеплення, опори мають порівняно малу податливість. Але їх ретельний облік необхідний при розрахунках високочастотних коливань. Шини, пружні муфти мають більшу масу й мають високу податливість. При дискретизації вони замінюються зосередженою масою із приєднаною податливістю.

Автомобіль представляється у вигляді механічної коливальної системи, що складається з безлічі зосереджених мас, з'єднаних безінерційними пружними ланками.

У цій системі відбиті всі кінематичні зв'язки між валами, агрегатами, здійснювані зубчастими передачами, важільними механізмами; показуються сили й моменти, що діють на елементи системи, у тому числі й сили тертя, що розсіюють енергію коливань.

Складання розрахункової схеми рекомендується проводити в такій послідовності: вивчаються креслення агрегатів і трансмісії в цілому й на цій базі складається механічна модель; визначаються параметри механічної моделі; по механічній моделі знаходять параметри відповідної динамічної системи; проводиться спрощення динамічної системи до розрахункової динамічної схеми.

**Механічна модель** – це кінематична схема із зображенням на ній маси – у вигляді прямокутників і валів – у вигляді прямих ліній (рис. 2.10).

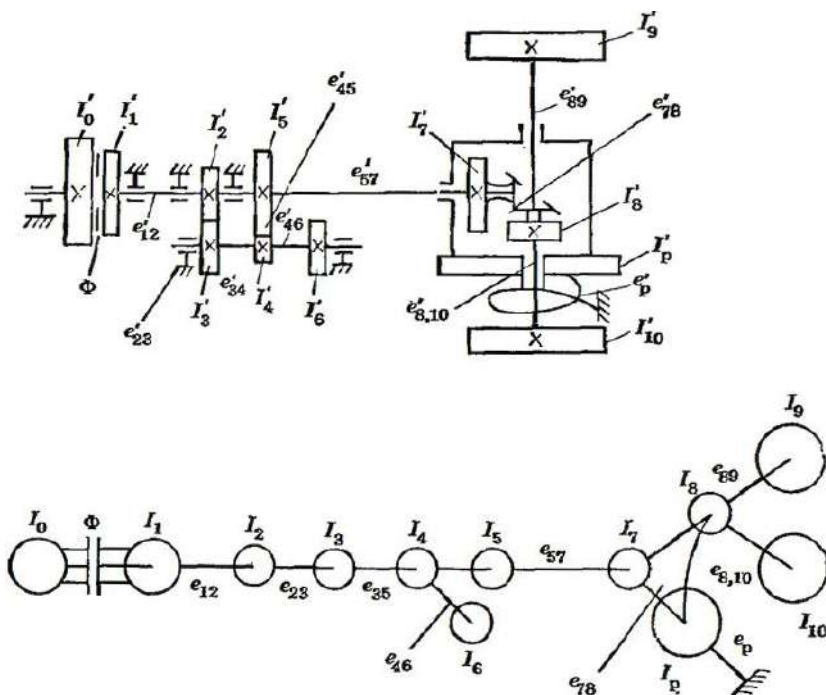


Рисунок 2.10 – Механічна модель і відповідна їй динамічна система

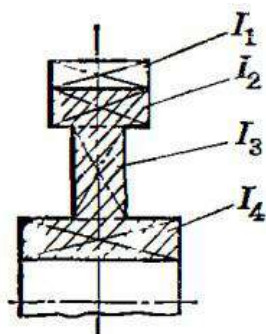


Рисунок 2.11 – До визначення динамічного моменту інерції шестірні

При складанні механічних моделей враховують так звані реактивні масу й пружність. Під **реактивною масою** розуміється маса картера агрегату, що має пружні зв'язки з рамою автомобіля і що бере участь у крутильних коливаннях трансмісії.

Реактивні пружності можна зображувати у вигляді витка спіральної пружини, одним кінцем прикріпленої до картера, а іншим – до рами автомобіля (нерухливої точки). Основними параметрами механічної моделі є моменти інерції мас щодо їхніх осей обертання  $I_i$  і піддатливості пружних елементів  $e_{i, i+1}$ .

Податливість – величина, зворотна кутовий твердості валів і чисельно рівна куту повороту (у радіанах) одного з кінцевих перетинів вала при додатку до нього крутного моменту в один ньютонметр при закріпленому іншому кінцевому перетині.

Динамічні моменти інерції й податливості знаходять експериментальним шляхом або по кресленнях деталей. Момент інерції можна знаходити аналітичним або графоаналітичним методами.

Аналітичний метод застосовується для деталей, що мають форму, яку можна розчленувати на прості геометричні тіла.

Приклад розчленовування показаний на рис. 2.11.

Момент інерції простих тіл визначають по формулах, основні з яких наведені в табл. 2.1. Момент інерції шестірни:

$$I_{\text{ш}} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4, \quad (2.11)$$

Графоаналітичний метод визначення моментів інерції застосовується, коли деталь не піддається розподілу на прості геометричні тіла. Деталь ділять на частини циліндричними поверхнями (рис. 2.12), описаними навколо центру обертання на малих відстанях один від одного. Момент інерції однієї такої частини (заштрихована):

$$\Delta I_t = \rho \frac{\pi \alpha_t}{180} b_t R_t^3 \Delta R_t, \quad (2.12)$$



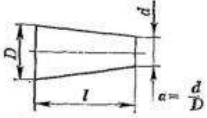
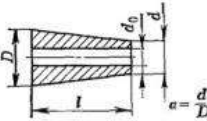

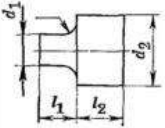

Момент інерції всього тіла:

$$I = \rho \frac{\pi}{180} \sum_{t=1}^n \alpha_t b_t R_t^3 \Delta R_t, \quad (2.13)$$

При послідовному з'єднанні валів підсумовується їхня податливість, при паралельному – жорсткість. У цьому випадку сумарна податливість валів визначається по вираженню:

$$e_{\Sigma} = \frac{e_1 e_2}{e_1 + e_2}, \quad (2.14)$$

Таблиця 2.1 – Формули для розрахунків податливостей і моментів інерції найпростіших деталей

Ескіз деталі	Податливість	Момент інерції
	$e = \frac{32}{\pi G} \frac{l}{D^4}$ (G – модуль зсуву)	$I = \rho \frac{\pi}{32} D^4 l$ (ρ – щільність)
	$e = \frac{32}{\pi G} k \frac{l}{D^4};$ $k = \frac{1}{1 - (d/D)^4}$	$I = \rho \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) l$
	$e = \frac{32}{\pi G} k \frac{l}{D^4};$ $k = \frac{1}{3\alpha} \left( 1 + \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha^2} \right)$	$I = \rho \frac{\pi}{32} \frac{D^4}{6} \frac{1 - \alpha^5}{1 - \alpha^3} (1 + \alpha + \alpha^2) l$
	$e = \frac{32}{\pi G} k_1 k_2 \frac{l}{D^4};$ $k_1 = \frac{1}{1 - (d_0/D)^4};$ $k_2 = \frac{1}{3\alpha} \left( 1 + \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha^2} \right)$	$I = \rho \frac{\pi}{32} \left[ \frac{D^4}{6} \frac{1 - \alpha^5}{1 - \alpha^3} \times \right. \\ \left. \times (1 - \alpha + \alpha^2) - d^4 \right] l$
	$e = \frac{l}{G - cb^4}$	$I = \rho \frac{bh}{12} (b^2 + h^2) l$
	$h/b \left  \begin{array}{c c c c c} 1 & 1,5 & 2 & 3 & 4 \\ \hline \alpha & 0,140 & 0,294 & 0,457 & 0,790 & 1,123 \end{array} \right.$	
	$e = \frac{32}{\pi G} \left( \frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{d_2^4} + x \right);$ $x = \frac{1}{8d_1^3} \left( 1 - \frac{d_1^3}{d_2^3} \right)$	
	$e = \frac{32}{\pi G} \frac{l}{d_{cp}^4};$ $d_{cp} = \frac{D + d}{2}$	$I = \frac{\rho}{4} \left[ \frac{bh}{3} (b^2 + h^2) + \right. \\ \left. + 6\alpha c_{cp}^2 \right] z + \frac{\pi d^4}{8} l;$ $h = \frac{D - D}{2}$ (z – кількість шліців)

Податливість шліцевих і шпонкових з'єднань визначається по формулі:

$$e_{ш} = k_{ш} / (d^2 l h z), \quad (2.15)$$

де  $k_{ш}$  дорівнює  $6 \cdot 10^{-12}$  – для з'єднань із призматичною шпонкою;

$13,8 \cdot 10^{-12}$  – для з'єднань із сегментною шпонкою;

$4,2 \cdot 10^{-12}$  – для шліцевого з'єднання;

$d$  – діаметр з'єднання (для шліцевого з'єднання  $d = d_{ср}$ );

$l$  – довжина з'єднання;

$h$  – активна висота шпонки (шліца);

$z$  – число шпонок (шліців).

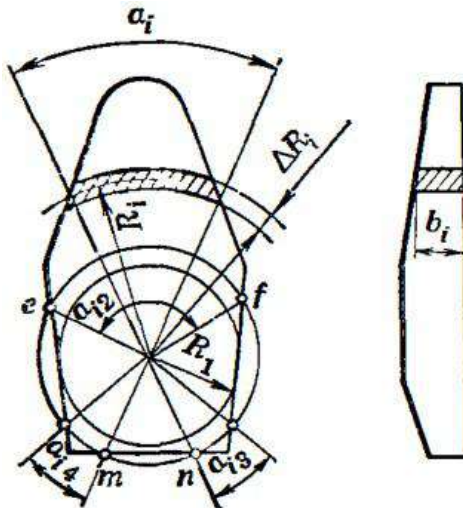


Рисунок 2.12 – До визначення динамічного моменту інерції кулачка

Податливість карданних шарнірів може бути розрахована по формулі:

$$e_{к.ш} = 5 \cdot 10^{-9} / d^3, \quad (2.16)$$

де  $d$  – діаметр валів, що з'єднуються.

Податливість ресорної підвіски ведучого мосту на скручування в поздовжній площині (реактивна податливість),

може визначатися по формулі:

$$e_p = 4c^{-1}L^{-1}, \quad (2.17)$$

де  $c$  – лінійна жорсткість підвіски;  
 $L$  – довжина ресори.

Власна податливість зубчастої передачі, наведена до одному з валів, визначається по формулі

$$e_B = k_B / (bR^2 \cos^2 \alpha), \quad (2.18)$$

де  $b$  – робоча ширина колеса;  
 $\alpha$  – кут зачеплення;

$R$  – радіус початкової окружності зубчастого колеса, розташованого на валу, до якого приводиться піддатливість зубчастої передачі (для конічних передач  $R$  – середній радіус початкової окружності);

$k_3$  – коефіцієнт: для сталевих прямозубих коліс  $k_3 = 6 \cdot 10^{-11}$ ;  
для сталевих косозубих коліс  $k_3 = 3,6 \cdot 10^{-11}$ ;  
для сталевих шевронних коліс  $k_3 = 4,4 \cdot 10^{-11}$ .

У наведених формулах розміри підставляють у метрах, силу – у ньютонках, податливість – у рад/Н•м.

Коли вивчаються короткочасні перехідні процеси, розсіювання енергії можна не враховувати, наприклад, у завданні визначення максимального динамічного навантаження.

При вивченні процесів, пов'язаних з коливаннями, що встановилися (у тому числі й випадковими), розсіювання енергії в системі може вплинути на результати розрахунків. Тому в цих випадках елементи, що розсіюють енергію, повинні бути обов'язково враховані.

Розсіювання енергії при коливаннях трансмісії автомобіля викликається гістерезисними втратами в матеріалі деталей, шпонкових і шліцьових з'єднаннях, опорах валів, зубчастих зачепленнях, сальниках, а також у різних демпферних пристроях.

При вивченні крутильних коливань, коли це не приводить до великих погіршень, вважають, що сили тертя, що викликають розсіювання енергії, пропорційні абсолютним і відносним



швидкостям переміщень мас. В загальному випадку момент тертя може бути представлений у вигляді:

$$M_{\text{тр}} = k\omega, \quad (2.19)$$

де  $\omega$  – абсолютна або відносна швидкість ланки, що розсіює енергію при коливаннях;

$k$  – коефіцієнт непружного опору.

При експериментах звичайно визначають не безпосередньо коефіцієнт непружного опору, а так званий коефіцієнт аперіодичності (відносний коефіцієнт розсіювання), обумовлений відношенням сусідніх амплітуд переміщень мас при вільних коливаннях.

Із загальної теорії коливань відомо, що коефіцієнт аперіодичності  $\Psi$  пов'язаний з коефіцієнтом непружного опору  $k$  співвідношенням:

$$k = 2\Psi I_{\text{п}} \Omega, \quad (2.20)$$

де  $\Omega$  – парціальна частота системи, методи визначення якої наведені нижче;

$I_{\text{п}}$  – момент інерції мас парціальної системи.

Приводимо орієнтовні значення коефіцієнтів демпфірування трансмісій і деяких агрегатів:

трансмісія в цілому –  $\Psi = 0,45 \div 0,95$ ;

ведучий міст –  $\Psi = 0,13 \div 0,27$ ;

ресори –  $\Psi = 1,15 \div 2,45$ ;

ведучі колеса –  $\Psi = 0,30 \div 0,64$ ;

карданна передача –  $\Psi = 0,02 \div 0,04$ ;

коробка передач –  $\Psi = 0,065 \div 0,135$ .

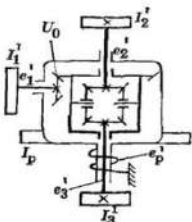
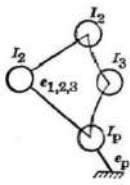
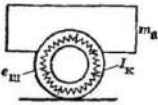
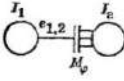
Складання по механічній моделі схеми динамічної системи полягає в приведенні параметрів механічної моделі до одному або декільком валам і зображенню системи умовними елементами.

Прийняті умовні зображення показані в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Умовні зображення елементів динамічних систем

1	2	Механічна модель	Динамічна система	Формули приведення
1	Маса			
2	Пружний вал			
3	Жорсткий вал			
4	Фрикціон			
5	Нерухома точка			
6	З'єднання:			
	пружним валом			
7	жорстким валом			
8	через редуктор			$I_1 = I'_1; I_2 = I'_2/u^2;$ $e_{12} = e_1 + u^2 e_2$
9	через редуктор з розгалуженням			$I_1 = I'_1; I_2 = I'_2 + I'_{21}/u^2;$ $I_3 = I'_3; I_4 = I'_4/u^2;$ $e_{12} = e_1; e_{23} = e_2;$ $e_{24} = e_3 u^2$
10	Демпфірування:			
	по швидкості деформації			
	по швидкості маси			
11	Розгалуження потужності на два потоки через планетарний механізм			$I_1 = I'_1; I_2 = I'_2 \frac{p^2}{(1+p)^2};$ $I_3 = I'_3/(1+p)^2;$ $e_{123} = e_1 + e_2 \left( \frac{1+p}{p} \right)^2 + e_3 (1+p)^2;$ $p = z_2/z_3$ ( $z$ — число зубів)
12	Редуктор з реактивною податливістю			$I = I'_1; I_2 = I'_2/u^2;$ $I_p = I'_p/(1-u)^2;$ $e_{12} = e_1 + u^2 e_2; e_p = e'_p (1 - u)^2; u = \varphi_1/\varphi_2$

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5
13	Редуктор з диференціальним механізмом і реактивною податливістю			$I_1 = I_1'; \quad I_2 = I_2' / (0,5u_0)^2;$ $I_3 = I_3' / (0,5u_0)^2; \quad I_p = I_p' / u_0^2;$ $e_{123} = e_1 + (0,5u_0)^2 e_2 + (0,5u_0)^2 e_3; \quad e_p = e_p' u_0^2$
14	Зв'язок маси що поступально рухається з еластичним колесом при обмеженні зчеплення			$I_1 = I_k; \quad I_a = m_a r_0^2; \quad e_{12} = e_{11}$

Формально таке приведення відповідає лінійному перетворенню координат механічної моделі. Основною умовою є збереження кінетичної й потенційної енергії й функції розсіювання, що приводяться і приведенних елементів.

Як приклад розглянемо приведення до маси  $I_1'$  механічної системи, зображеної в табл. 2.2 під номером 8.

Якщо прийняти, що маси повернені від початкового положення, при якому пружний момент у системі дорівнює нулю, на кути  $\Theta_1$  і  $\Theta_2$  відповідно, кінетична енергія системи буде дорівнювати сумарній кінетичній енергії мас:

$$E_k = E_{k1} + E_{k2} = 0,5I_1' \dot{\Theta}_1^2 + 0,5I_2' \dot{\Theta}_2^2, \quad (2.21)$$

потенційна енергія системи – сумарній потенційній енергії, запасеної в пружних елементах:

$$E_p = E_{p1} + E_{p2} = 0,5\Delta_1^2 e_1^{-1} + 0,5\Delta_2^2 e_2^{-1}, \quad (2.22)$$

де  $\Delta_1$  і  $\Delta_2$  – кутові деформації валів 1 і 2.

Моменти, що закручують вали, пов'язані з деформацією валів співвідношеннями:

$$M_1 = \Delta_1 e_1^{-1}; \quad M_2 = \Delta_2 e_2^{-1}, \quad (2.23)$$

Якщо позначити передаточне число шестерної пари через  $u$ ,  $M_2 = uM_1$ . Отже,

$$uM_1 = \Delta_2 e_2^{-1}; M_1 = \Delta_2 e_2^{-1} u^{-1}, \quad (2.24)$$

$$\Delta_1 e_1^{-1} = \Delta_2 e_2^{-1} u^{-1}; \Delta_2 = \Delta_1 u (e_2/e_1), \quad (2.25)$$

З іншого боку, позначивши кути повороту шестірень через  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ , маємо  $\alpha_2 = \alpha_1/u$ :

$$\Delta_1 = \theta_1 - \alpha_1; \quad \theta_2 = \alpha_2 - \theta_2; \quad \Delta_1 + u\Delta_2 = \theta_1 - u\theta_2, \quad (2.26)$$

Враховуючи співвідношення (1.3), одержимо:

$$\Delta_1 = e_1 \frac{\theta_1 - u\theta_2}{e_1 + u^2 e_2}; \quad \Delta_2 = u e_2 \frac{\theta_1 - u\theta_2}{e_1 + u^2 e_2}; \quad \Pi = 0,5 \frac{(\theta_1 - u\theta_2)^2}{(e_1 + u^2 e_2)}. \quad (2.27)$$

Звідси випливає, що якщо прийняти замість координат  $\Theta_1$  і  $\Theta_2$  координати  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ , зв'язані співвідношеннями:  $\varphi_1 = \Theta_1$ ;  $\varphi_2 = \Theta_2$ . а сумарну податливість пружних елементів прийняти рівною  $e_{12} = e_1 + u^2 e_2$ , вираження потенційної енергії спроститься й прийме вигляд:

$$E_p = 0,5 \frac{(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{e_{12}}, \quad (2.28)$$

У новій системі координат вираження кінетичної енергії буде мати вигляд:

$$E_k = 0,5 I_1' \dot{\varphi}_1^2 + 0,5 \frac{I_2'}{u^2} \dot{\varphi}_2^2 = 0,5 I_1 \dot{\varphi}_1^2 + 0,5 I_2 \dot{\varphi}_2^2, \quad (2.29)$$

де  $I_1 = I_1'$ ;  $I_2 = I_2'/u^2$ .

Отримані співвідношення слушні й для інших типів механічних схем. У загальному виді параметри наведеної динамічної системи виходять по параметрах механічної моделі шляхом використання співвідношень:

$$I_i = I_i'/u_i^2; \quad e_i = e_i' u_i^2, \quad (2.30)$$

де  $I_i'$ ,  $e_i'$  – параметри механічної моделі;

$I_i, e_i$  – параметри наведеної динамічної системи.

У ряді випадків доводиться мати справу з механізмами, у яких відбувається поділ потужності на кілька потоків. У табл. 2.2 наведено дві такі механічні системи. У системі під номером 11 потужність коливань від маси 1 передається масам 2 і 3 через вали з податливостями  $e_2$  і  $e_3$ . Причому незалежно від того, яку масу повертати при закріплених інших, навантажуються відразу всі вали.

Тому в цьому випадку можна говорити про податливість системи, що складається із цих валів. У загальному виді податливість системи зв'язаних валів визначається вираженням:

$$e_{1, 2, \dots, n} = \sum_{i=1}^n u_i^2 e_i, \quad (2.31)$$

де  $e_i$  – податливість вала, з'єднаного з  $i$ -ю масою;

$u_i$ , – передаточне число механізму від маси, до якої проводиться приведення, до маси з індексом  $i$  при всіх інших зупинених масах.

У системі під номером 12 потужність від маси  $I_1$  передається до маси  $I_2$  і  $I_p$ . При зупиненій масі  $I_p$  і повороті маси 1 або 2 момент сприймається тільки валами з податливостями  $e_1$  і  $e_2$ . Тому тільки ці вали й утворюють загальну систему.

Можна представити механізм із будь-яким числом потоків розгалуження потужності. Наприклад, механізм із трьома потоками (схема під номером 13 табл. 2.2).

Вали з податливостями  $e'_1, e'_2, e'_3$  утворюють систему, що має податливість  $e_1, e_2, e_3$ . Індекси в даному позначенні показують нумерацію валів, що входять у систему.

Моменти інерції деталей у механізмах з розгалуженням потоків потужності знаходять також по вираженню (2.30), де під передаточним числом розуміється передаточне число від маси, до якої здійснюється приведення, до маси що приводиться, при нерушливих усіх інших масах.

Крутильні коливання в трансмісії й поздовжні переміщення підресорених і непідресорених мас автомобіля взаємозалежні.

Тому при аналізі навантажень у трансмісії в розрахункових схемах необхідно враховувати маси, що поступально рухаються. Зазвичай маси, що поступально рухаються, замінюються маховиком.

При цьому кінетична енергія маховика і маси що поступально рухається, повинні бути однаковими. Якщо позначити  $m_a$  – маса автомобіля, що поступально рухається;  $I_a$  – момент інерції маховика, еквівалентного масі, що поступально рухається;  $v$  і  $\omega$  – відповідно лінійна й кутова швидкість маси, що поступально рухається, і еквівалентного маховика, одержимо:

$$\frac{m_a v^2}{2} = \frac{I_a \omega^2}{2}; \quad I_a = m_a \left( \frac{v}{\omega} \right)^2, \quad (2.32)$$

Для мас автомобіля, що поступально рухаються,  $v = \omega r_0$ , де  $r_0$  – радіус кочення колеса без ковзання.

Тоді

$$I_a = m_a r_0^2, \quad (2.33)$$

Маховик, еквівалентний масі автомобіля, що поступально рухається, і колесо з моментом інерції  $I_k$  зв'язані між собою не жорстко, а через пружну шину, що має податливість  $e_{ш}$ . Передача моменту від колеса до мас, що поступально рухаються, і навпаки, можлива тільки при наявності поздовжньої складової реакції дороги, яка обмежується зчепленням колеса з дорогою.

На розрахункових схемах колесо й поступальна маса автомобіля, що рухається, зображуються у вигляді двох маховиків, з'єднаних валом, з податливістю, відповідною до тангенціальної податливості шини. У з'єднанні встановлене зчеплення, що обмежує момент у пружній ланці моментом зчеплення колеса з дорогою.

$$M_{\varphi} = \varphi R_z r_0, \quad (2.34)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою;

$R_z$  – нормальна складова реакції дороги.

Якщо при розрахунках враховується розсіювання енергії при тангенціальній деформації шини, у систему вводиться демпфер,

як це показано на схемі під номером 10 табл. 2.2.

Наведені крутні моменти, що діють на елементи динамічної системи автомобіля, знаходяться із умови рівності робіт наведених, і моментів що приводяться, і визначаються по формулі:

$$M = M'/u, \quad (2.35)$$

Якщо потрібно врахувати опір коченню коліс, момент опору коченню слід прикладати до маховика, еквівалентного колеса. Моменти опору, що імітують опір повітря й опір підйому, прикладаються до маховика, еквівалентному масі що поступально рухається.

Коефіцієнти непружного опору в наведеній системі визначаються по рівності функцій розсіювання (дисипативних функцій) в механічній моделі й наведеній системі:

$$\frac{k\omega^2}{2} = \frac{k'(\omega')^2}{2}; \quad k = k' \left( \frac{\omega'}{\omega} \right)^2, \quad (2.36)$$

оскільки  $\omega'/\omega = 1/u$ ,  $k = k'u^2$ .

Наведена динамічна система автомобіля зазвичай має велику кількість мас і пружних ланок. Визначення динамічних характеристик такої системи навіть із використанням сучасних обчислювальних засобів представляє певні труднощі. Разом з тим розрахунки багатьох характеристик по спрощених системах не приводить до значних погрішностей.

Тому при практичних розрахунках динамічні системи спрощують шляхом об'єднання інерційних і пружних ланок. Ступінь спрощення може бути різною й залежить від характеру завдання й, головним чином, частотного діапазону, у якому проводиться аналіз коливань.

З теорії коливань відомо, що погрішність розрахунків не буде більше 5 %, якщо вища частота власних коливань наведеної системи буде перевершувати не менше ніж в чотири рази вищу частоту аналізованих коливань.

Існує багато методів спрощення динамічних систем. Серед них найбільше поширення одержав метод парціальних систем,

що дозволяє при відносно невеликих витратах часу одержувати розрахункову систему, у якій власні частоти й форми коливань в потрібному діапазоні частот із заданою точністю збігаються з відповідними характеристиками замінної системи.

Для спрощення динамічної системи остання розбивається на найпростіші (парціальні) двомасові й одномасові системи, як це показано на рис. 2.13. Кожна парціальна система характерна тим, що має одну частоту власних коливань.

Квадрат частоти власних коливань парціальної системи з індексом  $k$  визначається по вираженню:

$$\omega_k^2 = (e_{\text{пр}k} I_{\text{пр}k})^{-1}, \quad (2.37)$$

Якщо наведена система розділена на одномасові парціальні системи, податливість і момент інерції знаходяться по формулах:

$$e_{\text{пр}k} = \frac{e_{k-1, k} e_{k, k+1}}{e_{k-1, k} + e_{k, k+1}}; \quad I_{\text{пр}k} = I_k, \quad (2.38)$$

Для двомасових:

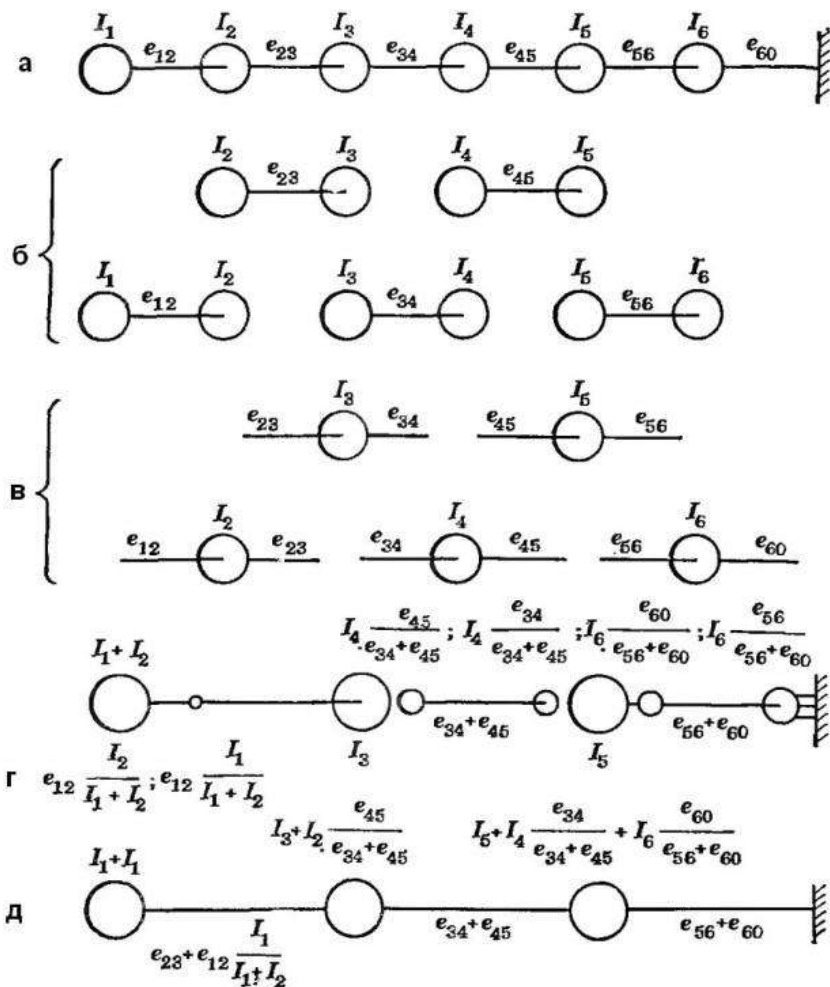
$$e_{\text{пр}k} = e_k; \quad I_{\text{пр}k} = \frac{I_k I_{k, k+1}}{I_k + I_{k, k+1}}, \quad (2.39)$$

Парціальні системи, що мають частоти власних коливань, що значно перевершують верхню границю досліджуваного частотного діапазону, замінюються на еквівалентні системи, одномасові системи – двомасовими, шляхом поділу маси на дві й об'єднання праних і лівих пружних ланок, як це показано на рис. 2.13, в.

Двомасовій системі еквівалентна парціальна одномасова система, утворена шляхом об'єднання мас і поділом пружного вала. На цьому ж малюнку наведені формули для розрахунків параметрів еквівалентних систем.

Первісні парціальні системи в загальній динамічній системі замінюються перетвореними. Якщо перетворена еквівалентна система є двомасовою, її маси поєднуються з масами систем, розташованих праворуч і ліворуч від неї. Якщо ж еквівалентна система одномасова – поєднуються пружні ланки.





а – вихідна система; б – розчленовування вихідної на двомасові парціальні; в – розчленовування вихідної на одномасові парціальні; г – перетворення високочастотних парціальних систем; д – перетворена динамічна система

Рисунок 2.13 – Спрощення динамічної системи

При заміні парціальної системи еквівалентною виключається один ступінь волі. Операція спрощення може бути повторена

кілька раз до одержання системи з необхідним числом ступенів волі. При цьому треба мати на увазі, що звичайно вища власна частота спрощеної системи суттєво перевернена. Тому для дослідження області коливань, що включає  $n$  власних частот, динамічна система повинна мати не менше  $n+1$  власних частот.

На етапах складання механічної моделі й схеми динамічної системи кожний інерційний і пружний елемент відповідає певній деталі або групі деталей трансмісії. При спрощенні систем визначеність такої відповідності губиться.

Розрахункова динамічна система еквівалентна реальній системі трансмісії тільки в тому, що коливальний процес у ній у заданому частотному діапазоні моделює реальний.

Однак той факт, що ряд вузлів трансмісії характеризується значними інерційними й пружними параметрами (великі моменти інерції мають маховик, колеса й маси головної передачі; великі податливості – карданний вал, півосі), дає підставу приписувати елементам розрахункової динамічної системи відповідність певним деталям, вузлам. Це зручно для аналізу й розрахунків.

Досвід складання динамічних систем показує, що при розрахунках коливань у трансмісії частот до 250 Гц наведені моменти інерції рухливих деталей двигуна можна замінити однією масою із сумарним моментом інерції.

Якщо навантаження розподілене рівномірно по ведучих колесах, зчеплення їх з дорогою однакове, а тертя в диференціалі незначне, то динамічна система на ділянці головна передача – ведучі колеса є симетричною. Її спрощення проводиться шляхом об'єднання паралельних гілок.

Виходить ланцюгова динамічна система, у якій об'єднані моменти інерції й твердості дорівнюють сумі відповідних параметрів паралельних гілок. При такому спрощенні не враховуються протифазні коливання, які можуть виникати в паралельних гілках. В автомобільних коробках передач інерційні маси на неробочих відгалуженнях можна вважати жорстко з'єднаними з робочими ділянками.

При вирішенні питання про облік у динамічній системі реактивних ланок, слід брати до уваги ступінь взаємозв'язку коливань мас автомобіля й трансмісії через реактивний контур, а також вплив реактивних елементів на частоту й форму власних

коливань системи. При багатьох видах розрахунків буває досить враховувати тільки реактивний контур ведучих мостів.

Коли кутові переміщення картерів ведучих мостів обмежуються реактивними штангами, реактивну масу мосту можна взагалі не враховувати.

## 2.5 Визначення максимальних навантажень у трансмісії

Експериментально встановлено, що найбільший момент у трансмісії виникає при рушанні автомобіля зі швидким включенням зчеплення (кидком педалі). Цей момент може значно перевищувати момент, відповідний до максимального моменту двигуна.

На рис. 2.14 показані експериментально отримані реалізації моменту в трансмісії при рушанні автомобіля зі швидким включенням зчеплення. Максимальний момент у трансмісії для розрахунків на міцність визначається по найбільшому його значенню, яке має місце, як правило, при зчепленні що буксує, і практично нерухливому автомобілі. У деяких випадках максимальний динамічний момент виникає при пробуксовці ведучих коліс.

Максимальне динамічне навантаження в трансмісії залежить від характеристик двигуна й зчеплення, а також від параметрів динамічної системи автомобіля. Тому при проведенні розрахунків на міцність доцільно це навантаження визначати з урахуванням особливостей автомобіля.

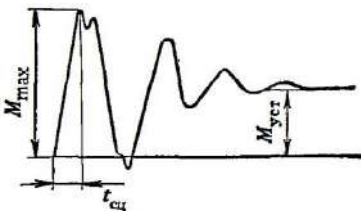


Рисунок 2.14 – Осцилограма моменту в трансмісії при рушанні автомобіля з місця

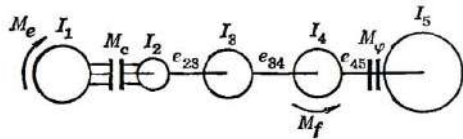


Рисунок 2.15 – Динамічна схема для розрахунку максимальних навантажень в трансмісії

Зіставлення розрахункових і експериментальних навантажень у трансмісії показує, що визначення максимальних динамічних навантажень у трансмісії автомобіля 4x2 і 6x4 можна виконувати по п'ятимасовій динамічній системі, зображеній на рис. 2.15.

Моменти інерції динамічної системи відповідають наведеним до первинного вала коробки передач моментам інерції:  $I_1$  – двигуна з маховиком;  $I_2$  – веденого диска зчеплення;  $I_3$  – деталей трансмісії;  $I_4$  – ведучих коліс;  $I_5$  – маховика еквівалентного масі автомобіля що поступально рухається.

Наведені податливості системи відповідають податливостям:  $e_{23}$  – деталям коробки передач і карданної передачі;  $e_{34}$  – півосям;  $e_{45}$  – тангенціальній податливості шин. Тертя в системі й податливість демпфера зчеплення можна не враховувати.

До маси  $I_1$  прикладений крутний момент  $M_e$ , обумовлений зовнішньою характеристикою двигуна, до маси  $I_4$  – наведений момент опору руху  $M_f$ .

$$M_f = f g m_a r_o / u_T, \quad (2.40)$$

де  $f$  – коефіцієнт опору коченню, відповідний до розглянутих умов руху;

$m_a$  – маса автомобіля;

$r_o$  – радіус кочення колеса без ковзання;

$u_T$  – передаточне число трансмісії.

Момент зчеплення, що обмежує максимальний момент у ланці з податливістю  $e_{45}$ , визначається по формулі:

$$M_\varphi = \varphi G_\varphi r_o / u_T, \quad (2.41)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення, відповідний до руху по твердій сухій дорозі;

$G_\varphi$  – зчїпна вага автомобіля.

При визначенні динамічних навантажень у трансмісії момент тертя зчеплення  $M_c$  представляється у вигляді експонентної залежності:

$$M_c = M_{c \max} (1 - e^{-kt}), \quad (2.42)$$

де  $M_{c \max}$  – статичний момент повністю включеного зчеплення;

$k$  – константа, що характеризує темп включення зчеплення.

Для автомобільних зчеплень:

$$M_{c \max} = \beta_c M_e \max; k = 3/t_c, \quad (2.43)$$

де  $\beta_c$  – коефіцієнт запасу зчеплення;

$t_c$  – час включення зчеплення.

При визначенні максимального моменту в трансмісії приймають те, що водій різко відпускає педаль зчеплення. У цьому випадку при відсутності в приводі сервомеханізмів момент зчеплення росте за час  $t_c = 0,01 \div 0,03$  с.

Найбільше часто при аналізі складних систем, для виводу рівнянь руху використовують рівняння Лагранжа 2-го роду. Якщо в якості узагальнених координат прийняті кути повороту мас  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$ , вирази кінетичної й потенційної енергії будуть мати вигляд:

$$E_k = 0,5 (I_1 \dot{\varphi}_1^2 + I_2 \dot{\varphi}_2^2 + I_3 \dot{\varphi}_3^2 + I_4 \dot{\varphi}_4^2 + I_5 \dot{\varphi}_5^2); \quad (2.44)$$

$$E_n = 0,5 [(\varphi_2 - \varphi_3)^2 / e_{23} + (\varphi_3 - \varphi_4)^2 / e_{34} + (\varphi_4 - \varphi_5)^2 / e_{45}]. \quad (2.45)$$

Зовнішніми моментами, що діють на систему, є момент двигуна  $M_e$  (діє по координаті  $\varphi_1$ ), момент зчеплення  $M_c$  (діє по координаті  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ ) і момент опору коченню  $M_f$  (діє по координаті  $\varphi_4$ ).

Зробивши диференціювання виражень енергії й підставивши відповідні похідні й узагальнені моменти, одержимо наступну систему п'яти рівнянь, що описують рух мас розглянутої системи:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_e - M_c, \quad (2.46)$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 + \frac{1}{e_{23}} (\varphi_2 - \varphi_3) = M_c, \quad (2.47)$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{1}{e_{23}} (\varphi_2 - \varphi_3) + \frac{1}{e_{34}} (\varphi_3 - \varphi_4) = 0, \quad (2.48)$$

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 - \frac{1}{e_{34}} (\varphi_3 - \varphi_4) + \frac{1}{e_{45}} (\varphi_4 - \varphi_5) = -M_f, \quad (2.49)$$

$$I_5 \ddot{\varphi}_5 - \frac{1}{e_{45}} (\varphi_4 - \varphi_5) = 0 \quad (2.50)$$

Більш зручно наведену систему рівнянь вирішувати, якщо в якості невідомих прийняти не абсолютні переміщення мас, а моменти в пружних ланках, пропорційні деформаціям, маючи на увазі наступні співвідношення:

$$\frac{1}{e_{23}} (\varphi_2 - \varphi_3) = M_{23}, \quad (2.51)$$

$$\frac{1}{e_{45}} (\varphi_4 - \varphi_5) = M_{45}, \quad (2.52)$$

$$\frac{1}{e_{34}} (\varphi_3 - \varphi_4) = M_{34}, \quad (2.53)$$

Провівши перетворення, одержимо наступну систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\omega}_e &= \frac{M_e}{I_1} - \frac{M_c}{I_1}; \\ \ddot{M}_{23} &= \frac{M_c}{e_{23} I_2} - \frac{1}{e_{23}} \left( \frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3} \right) M_{23} + \\ &+ \frac{1}{e_{23} I_3} M_{34}; \\ \ddot{M}_{34} &= \frac{1}{e_{34} I_3} M_{23} - \frac{1}{e_{34}} \left( \frac{1}{I_3} + \frac{1}{I_4} \right) M_{34} + \\ &+ \frac{1}{e_{34} I_4} M_{45} + \frac{1}{e_{34} I_4} M_f; \\ \ddot{M}_{45} &= \frac{1}{e_{45} I_4} M_{34} - \frac{1}{e_{45}} \left( \frac{1}{I_4} + \frac{1}{I_5} \right) M_{45} - \\ &- \frac{1}{e_{45} I_4} M_f. \end{aligned} \right\} \quad (2.54)$$

По перетвореній системі можливо безпосередньо одержувати моменти в пружних ланках. При цьому число невідомих, а відповідно й число рівнянь, зменшується на одиницю.

Момент двигуна  $M_c$  визначається зовнішньою характеристикою і є функцією кутової швидкості колінчастого вала  $M_c = f(\omega_e)$ .

Момент опору коченню знаходиться по вираженню (2.40) і

діє тільки при переміщенні маси  $I_4$ . Останнє можливо тільки тоді, коли момент, що скручує шину ( $M_{45}$ ), більше моменту опору коченню. Отже,

$$M_f \begin{cases} 0 & \text{при } M_{45} < M_f \\ M_f & \text{при } M_{45} \geq M_f \end{cases}, \quad (2.55)$$

Момент у ланці  $e_{45}$  не може бути більше моменту по зчепленню ведучих коліс із опорною поверхнею, визначеного по формулі (2.41):

$$M_{45} \leq M_\Phi, \quad (2.56)$$

Початкові умови: при  $t=0$   $\omega_e = \omega_{e \max}$ . Розв'язок наведеної системи рівнянь може виконуватися на цифровій або аналоговій обчислювальних машинах.

Динамічну навантаженість трансмісії зручно оцінювати коефіцієнтом динамічності  $k_d$ , під яким розуміється відношення:

$$k_d = M_{T \max} / M_{e \max}, \quad (2.57)$$

$M_{T \max}$ ,  $M_{e \max}$  – максимальний момент відповідно в ланці трансмісії й двигуна по зовнішній характеристиці, наведеній до первинного вала коробки передач.

Розрахунками й експериментальними дослідженнями встановлено що максимальне динамічне навантаження залежить найбільшою мірою від загального передаточного числа трансмісії. При наближених розрахунках максимальний момент на первинному валу коробки передач можна визначати по емпіричних формулах:

$$u_T \leq 20 \quad M_{T \max} = 2\beta_c M_{e \max}, \quad (2.58)$$

$$u_T \geq 50 \quad M_{T \max} = M_\Phi, \quad (2.59)$$

де  $M_\Phi$  – визначається по формулі (2.41).

При  $20 < u_T < 50$  значення  $M_{T \max}$  перебуває шляхом інтерполяції значень  $M_{T \max}$ , отриманих при  $u_T = 20$  і  $u_T = 50$ :

$$M_{T \max} = 2\beta_c M_{e \max} - (2\beta_c M_{e \max} - 1,35M_\varphi) \frac{u_T - 20}{30} \quad (2.60)$$

Для агрегатів трансмісії, розташованих за проміжною парою шестірень коробки передач, максимальний момент може бути знайдений виходячи з моменту на первинному валу коробки передач із урахуванням передатного числа трансмісії й конструктивних параметрів вузлів розподілу потужності.

Для автомобіля з гідромеханічною трансмісією значення  $M_{T \max}$  на турбінному валу гідротрансформатора визначається по вираженню:

$$M_{T \max} = M_{\text{но}} k_{\max}, \quad (2.61)$$

де  $M_{\text{но}}$  – крутний момент на насосному колесі;

$k_{\max}$  – коефіцієнт трансформації в «стоповому» режимі (зупиненому турбінному колесі й повній подачі палива).

Максимальний момент на  $i$ -й деталі знаходять по моменту на турбінному колесі й передаточному числу трансмісії від турбінного вала до розглянутої деталі ( $u'_T$ ):

$$M_{i \max} = M_{T \max} u'^T_{iT}, \quad (2.62)$$

де  $\eta'^T$  – ККД трансмісії на ділянці від турбінного вала до розглянутої деталі.

При цьому максимальний момент у трансмісії не може бути більше моменту, забезпечуваного зчепленням при  $\varphi=0,8$ :

$$M_{T\varphi \max} = \varphi G \rho_0 / (u''_T \eta''_i), \quad (2.63)$$

де  $u''_T$  – передаточне число;

$\eta''_T$  – ККД трансмісії на ділянці від розглянутої деталі до ведучих коліс.

Для розрахунків приймається менше зі значень, знайдених по формулах (2.61) і (2.63). Експериментальні дані по максимальних моментах у трансмісіях автомобілів-аналогів можуть



використовуватися й у розрахунках.

## 2.6 Навантажувальний режим при розрахунках трансмісії на довговічність

Навантажувальний режим, що визначає утомну міцність трансмісії, залежить від умов роботи автомобіля, його технічних характеристик і конструктивних особливостей.

Як було показано вже сказано раніше, деталі трансмісії на довговічність розраховують при умовному розрахунковому режимі. Він визначається детермінованим значенням моменту (розрахунковим моментом  $M_p$ ) і розрахунковою частотою обертання вала ( $n_p$ ).

Облік особливостей експлуатаційного режиму навантаження проводиться за рахунок введення коефіцієнта еквівалентних пробігів  $K_p$ . У деяких видах розрахунків замість коефіцієнтів пробігу й розрахункових моментів використовують еквівалентні моменти  $M_3$ .

Стосовно деталей автомобільних трансмісій, узагальненими характеристиками для розрахунків на довговічність є: розрахункові моменти  $M_p$ , розрахункові частоти обертання валів  $n_p$ ; коефіцієнти еквівалентних пробігів  $K_p$  або еквівалентні моменти  $M_3$ ; коефіцієнти відносних пробігів на передачах  $\xi$ .

Відповідно до існуючих методик усі деталі автомобільних трансмісій діляться на дві групи: деталі, що працюють на всіх передачах у коробці передач (наприклад, деталі головної передачі); деталі, що працюють на певній передачі (наприклад, шестерні коробки передач).

При встановленні розрахункового режиму умовно приймають, що деталі, які працюють при русі автомобіля на певній передачі, навантажені моментом, відповідним до граничної сили тяги на цій передачі при частоті обертання, яка має місце при середній швидкості руху на цій передачі. Для деталей, що працюють на всіх передачах, у якості розрахункового приймається режим деталей, що працюють на першій передачі.

Розрахункові моменти визначаються за значеннями розрахункових питомих окружних сил на передачах  $\gamma_{pi}$  ( $i$  – номер передачі), що представляють собою відношення максимальної окружної сили, яка розвивається на ведучих колесах автомобіля

(автопоїзда) при усталеному русі, до його ваги:

$$\gamma_{pi} = F_{i \max} / G_a, \quad (2.64)$$

Оскільки на нижчих передачах окружна сила на ведучих колесах може бути обмежена зчепленням з дорогою, для цих передач визначають значення питомих окружних сил по зчепленню й по двигуну, і в наступних розрахунках використовують менші значення.

Розрахункова питома окружна сила по двигуну знаходиться по вираженню:

$$\gamma_{pi} = M_{e \max} u_{\tau i} \eta_{\tau i} / (r_0 G_a), \quad (2.65)$$

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

$u_{\tau i}$  – передаточне число трансмісії на  $i$ -й передачі;

$\eta_{\tau i}$  – ККД трансмісії на передачі з номером  $i$ .

У випадку гідромеханічної передачі розрахункова питома окружна сила по двигуну визначається по формулі:

$$\gamma_{pi} = M_n k_p u_{\tau i} \eta_{\tau i} / (r_0 G_a), \quad (2.66)$$

де  $M_n$  – момент на насосному колесі трансформатора при максимальній подачі палива у двигуні й значенні коефіцієнта трансформації  $k_p$  відповідному ККД трансформатора 0,7 на нижчих передачах і 0,85 на вищих.

По зчепленню розрахункову питому окружну силу  $\gamma_{\phi p}$  знаходять по співвідношенню:

$$\gamma_{\phi p} = \phi G_{\phi} / G_a, \quad (2.67)$$

де  $G_{\phi}$  – зчіпна вага.

Для умов руху по твердих дорогах приймають  $\phi=0,7$ . Для автомобілів підвищеної прохідності у випадку руху поза упорядженими дорогами  $\phi=0,5 \div 0,6$ .

Розрахунковий момент на передачі з номером  $i$  визначають для вхідного вала вузла по формулі:

$$M_{pi} = \Theta \lambda \gamma_p G_a r_0 / (u_T'' \eta_T''), \quad (2.68)$$

де  $\Theta$  – коефіцієнт, що враховує циркуляцію потужності;  
 $\lambda$  – коефіцієнт, що враховує частку потужності, що передається через розглянутий вузол;

$\gamma_p$  – розрахункова питома окружна сила, визначається по формулах (2.65), (2.66) або (2.67);

$u_T''$  – передаточне число;

$\eta_T''$  – ККД передачі від вхідного вала вузла до коліс.

Рекомендується приймати  $\Theta = 1$  для автомобілів з одним ведучим мостом або декількома, що мають диференціальний привод. При блокованому приводі  $\Theta=1,1$  на нижчих передачах і 1,2 – на вищих.

Якщо в приводі від двигуна до розглянутої деталі є вузол розподілу потужності (наприклад, міжосьовий диференціал), то  $\lambda$  береться відповідно до розподілу моментів цим диференціалом.

Наприклад, якщо в роздавальній коробці є несиметричний диференціал, що ділить момент між переднім і заднім мостом у відношенні 1:2, для деталей переднього мосту потрібно приймати  $\lambda=1/3$ , а для деталей заднього мосту  $\lambda=2/3$ . Коли у вузлі розподілу потужності відсутній диференціал, коефіцієнт  $\lambda$  приймають пропорційним частці зчпної ваги, що доводиться на розглянутий міст.

Гідромеханічні трансмісії ділять на дві ділянки: двигун – насосне колесо; турбіна – ведуче колесо.

Для першої ділянки розрахунковим є максимальний момент двигуна. Розрахунковий момент для другої ділянки знаходять по формулі (2.68).

Розрахункова частота обертання вхідного вала розглянутого агрегату  $n_p$  визначається по розрахункових швидкостях руху автомобіля на передачах по формулі:

$$n_{pi} = 2,65 v_{pi}'' / r_0, \quad (2.69)$$

де  $v_{pi}$  – розрахункова швидкість автомобіля на передачі, яка відповідає середній швидкості руху автомобіля на цій передачі:

$$v_{pi} = v_{mi}.$$

Якщо немає інших даних, середню швидкість автомобіля на передачі  $v_{mi}$  можна знайти виходячи із припущення, що діапазон роботи двигуна на всіх передачах приблизно однаковий. Тоді справедливе співвідношення:

$$v_{mi} = v_{mb} u_b / u_i; \quad v_{mb} = \frac{v_{am}}{u_b} \sum \xi_i u_i, \quad (2.70)$$

де  $v_{mb}$  – швидкість автомобіля на вищій передачі;  
 $u_b, u_i$  – передаточні числа вищої й  $i$ -й передач;  
 $\xi_i$  – відносні пробіги на передачах.

Із цього випливає:

$$v_{mi} = \frac{v_{am}}{u_i} \sum \xi_i u_i, \quad (2.71)$$

де – середня швидкість руху автомобіля.

Середня швидкість автомобіля  $v_{am}$  залежить головним чином від дорожніх умов і питомої потужності двигуна. Приблизно середню швидкість автомобіля можна знайти по вираженню:

$$v_{am} = k_v v_{a \max}, \quad (2.72)$$

де  $k_v$  – коефіцієнт, прийнятий залежно від умов руху й питомої потужності автомобіля в межах  $k_v = 0,5 \div 0,75$ .

Для середніх умов експлуатації можна вважати  $k_v = 0,6$ ;

$v_{a \max}$  – максимальна швидкість.

Відносні пробіги на передачах ( $\xi_i$ ) визначають шлях, пройдений автомобілем при певних ступенях у коробці передач. Вони являють собою відношення шляху, пройденого автомобілем на передачі з номером  $i$  ( $s_i$ ), до загального шляху, пройденого автомобілем ( $S_\Sigma$ ),

$$\xi_i = s_i / S_\Sigma, \quad (2.73)$$

Для середніх умов експлуатації відносний пробіг може бути визначений за емпіричними даними, наведеним у табл. 2.3.

Якщо відома щільність розподілу ймовірності напруг у деталі

при пробігах автомобіля, коефіцієнт пробігу відповідно до вираження (2.8) може бути визначений по формулі:

$$K_{пт} = \frac{1}{\sigma_p^m} \int_{\sigma_n}^{\sigma_b} \sigma_i^m f(\sigma) d\sigma, \quad (2.74)$$

де  $\sigma_n$  і  $\sigma_b$  – межі напруг, що враховуються.

Оскільки напруги в деталях можна вважати пропорційними питомим окружним силам, коефіцієнти пробігу можуть знаходитися по розподілах:

$$K_{пт} = \frac{1}{\gamma_{pl}^m} \int_{\gamma_{min}}^{\gamma_{max}} \gamma_i^m f(\gamma_i) d\gamma_i. \quad (2.75)$$

Тому завдання визначення коефіцієнта пробігу зводиться до завдань знаходження щільності розподілу питомих окружних сил при русі на передачах і визначенні відносних коефіцієнтів пробігу.

Ці завдання можуть бути вирішені:

- 1) шляхом тривалих випробувань автомобілів із близькими до проєктованого технічними характеристиками;
- 2) статистичної обробки експериментальних даних, отриманих при випробуваннях різних автомобілів;
- 3) шляхом розрахунків режимів руху проєктованого автомобіля.

Найбільше поширення одержав другий спосіб. Обробка великого обсягу експериментальних даних по режимах руху різних автомобілів дозволила встановити деякі загальні закономірності.

Зокрема встановлено, що розподіл питомої окружної сили підкоряється усіченому на максимальних значеннях, логарифмічно нормальному закону розподілу:

$$p(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t -\frac{t^2}{2} dt, \quad (2.76)$$

Таблиця 2.3 – Відносний пробіг на передачах

Тип автомобіля	Число передач	Вид передачі	$\xi_i, \%$												
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	З.Х.
Легкові $M_e/m_a < 80 \frac{H \cdot m}{T}$	3	Пр	2	10	88										0,3
	4	Пр	2	6	22	70									0,3
Легкові $M_e/m_a \geq 80 \frac{H \cdot m}{T}$	4	Пр	1	4	20	75									0,3
	5	Пр	1	3	6	15	75								0,3
Вантажні $P_e/m_a > 11 \frac{кВт}{T}$	4	Пр	1	3	14	82									0,5
	5	Пр	0,5	1,5	7	20	71								0,5
	5	Пв	0,5	2	8,5	54	35								0,5
Вантажні $P_e/m_a = 7,4 - 11 \frac{кВт}{T}$	5	Пр	0,6	1,8	7,6	20	70								0,5
	5	Пв	0,6	1,8	7,6	60	30								0,5
	6	Пр	0,5	1,5	5	10	23	60							0,5
	6	Пв	0,5	1,5	1,5	10	50	33							0,5
Вантажні $P_e/m_a < 7,4 \frac{кВт}{T}$	8	Пр	0,3	0,7	1,2	2,4	5,4	12	25	54					0,5
	5	Пр	0,7	2	8,3	24	65								0,5
	5	Пв	0,7	2	8,3	60	29								0,5
	6	Пр	0,6	1,8	5,6	12	23	57							0,5
	6	Пв	0,6	1,8	5,6	12	50	30							0,5
	8	Пр	0,4	0,8	1,2	2,6	6	14	25	50					0,5
	8	Пв	0,4	0,8	1,2	2,6	6	14	45	30					0,5
	9	Пр	0,3	0,5	1	1,8	4,4	8	12	18	54				0,5
	9	Пв	0,3	0,5	1	1,8	4,4	8	12	47	25				0,5
	10	Пр	0,2	0,4	0,8	1,2	2,4	5	8	12	20	50			0,5
	10	Пв	0,2	0,4	0,8	1,2	2,4	5	8	12	45	25			0,5
	12	Пр	0,1	0,3	0,5	1,1	2	4	7	8	10	12	15	40	0,5
12	Пв	0,1	0,3	0,5	1,1	2	4	7	8	10	12	30	25	0,5	
Самоскиди	4	Пр	4	15	31	50									2,5
	5	Пр	4	11	18	26	41								2,5
	5	Пв	4	11	18	41	26								2,5
	6	Пр	3	6	11	16	23	41							2,5
	6	Пв	3	6	11	16	38	26							2,5

\* Пр — пряма, Пв - підвищувальна, З.Х. - задній хід

Параметр  $t$  знаходиться по формулі:

$$t = (\lg \gamma_i - \lg \gamma_{mi}) / \sigma_{\lg \gamma_i}, \quad (2.77)$$

де  $\gamma_i$  – поточне значення питомої окружної сили;

$\gamma_{mi}$  – середнє значення питомої окружної сили на передачі з індексом  $i$ ;

$\sigma_{\lg \gamma_i}$  – середньоквадратичне відхилення десяткового логарифма питомої окружної сили на передачі з індексом  $i$ .

Імовірність питомої окружної сили від  $\gamma_{i\alpha}$  до  $\gamma_{i\beta}$  знаходиться по формулі:

$$P[\gamma_{i\alpha} \leq \gamma_i < \gamma_{i\beta}] = \Phi(t_2) - \Phi(t_1), \quad (2.78)$$

$$\begin{aligned} \text{де } t_2 &= (\lg \gamma_{i\beta} - \lg \gamma_{im}) / \sigma_{\lg \gamma_i}; \\ t_1 &= (\lg \gamma_{i\alpha} - \lg \gamma_{im}) / \sigma_{\lg \gamma_i}. \end{aligned}$$

Значення  $\Phi(t_2)$  і  $\Phi(t_1)$  визначаються по таблицях нормального розподілу.

Оскільки динамічні навантаження у деталях трансмісії враховуються при розрахунках відповідними коефіцієнтами, у розподілах питомих окружних сил обмежують їхні максимальні значення розрахунковими питомими окружними силами.

Середні значення питомих окружних сил на передачах ( $\gamma_{mi}$ ) визначаються опором руху. У загальному вигляді:

$$\gamma_{mi} = \gamma_{\psi} + \gamma_{vmi} + \gamma_{ami}, \quad (2.79)$$

де  $\gamma_{\psi}$  - питомий опір дороги;

$\gamma_{vmi}$  - середній питомий опір повітря;

$\gamma_{ami}$  - середній питомий опір розгону.

Питомі опори визначають по нижчеподаних формулах і даним табл. 2.4:

$$\gamma_{\psi} = \psi; \quad (2.80)$$

$$\gamma_{vmi} = Av_{mi}^2 / G_a; \quad (2.81)$$

$$\gamma_{ami} = B(\gamma_{pi} - \gamma_{\psi} - \gamma_{vmi}). \quad (2.82)$$

Середній питомий опір повітря доцільно враховувати при  $v_{mi} > 40$  км/год. Розподіл питомих окружних сил для деталей, що працюють на всіх передачах, також підлеглі логарифмічно нормальному закону розподілу.

Він може бути отриманий шляхом синтезу навантажувальних режимів на окремих передачах. Однак практика розрахунків показує, що більш об'єктивні результати, особливо у випадку багатоступінчастих коробок передач, виходять, якщо розраховується загальна крива розподілу питомих окружних сил.

Таблиця 2.4 – Параметри для розрахунків середніх питомих окружних сил

Параметр	Тип автомобіля		
	легковий	вантажний	самоскид
$\psi$	0,018	0,03	0,05
$A$	0,005	0,020	0,024
$B$	0,2	0,3	0,2

Для знаходження значення загальної середньої питомої окружної сили ( $\gamma_0$ ) необхідно знайти сумарний питомий опір руху ( $\gamma_\Sigma$ ):

$$\gamma_\Sigma = \gamma_{m1}\xi_1 + \gamma_{m2}\xi_2 + \dots + \gamma_{vm}\xi_v = \sum \gamma_{mi}\xi_i, \quad (2.83)$$

Враховуючи, що розподіл питомих окружних сил підлеглий логарифмічно нормальному закону, при якому мода розподілу зміщена щодо середньої питомої окружної сили, загальна середня питома окружна сила виявляється трохи меншою, ніж сумарний питомий опір руху. Зіставлення експериментальних і розрахункових даних показує, що справедливо наступне співвідношення:

$$\bar{\gamma}_0 = (0,85 \dots 0,9) \gamma_\Sigma, \quad (2.84)$$

Середньоквадратичні відхилення логарифма питомої окружної сили ( $\sigma_{\lg \gamma}$ ) відповідно до даних експериментальних досліджень можна приймати в межах 0,15...0,3. Більші значення відносяться до автомобілів з великою питомою потужністю й до деталей, що навантажуються тільки при роботі на певному ступені в коробці передач.

При підрахунку коефіцієнта пробігу інтеграл у формулі (2.75) визначають чисельними методами.

У цьому випадку для знаходження  $K_{пт}$  більш зручна наступна формула:

$$K_{пт} = \frac{1}{\gamma_{pt}^m} \sum_{n=1}^z \gamma_{tr}^m p_n, \quad (2.85)$$



де  $z$  – число інтервалів значень питомої окружної сили в межах від  $\gamma_{i \min}$  до  $\gamma_{i \max}$ ;

$p_n$  – імовірність того, що питома окружна сила приймає значення в інтервалі з номером  $n$ .

За максимальне значення питомої окружної сили  $\gamma_{i \max}$  приймається відповідне розрахункове значення  $\gamma_{pi}$ . Мінімальним значенням є нуль.

Оскільки при логарифмічно нормальному законі розподілу нульове значення виходить при логарифмі, рівному  $-\infty$ , мінімальне значення питомої окружної сили можна обмежувати значенням, що відрізняються від логарифма середньої питомої окружної сили на  $3\sigma_{\lg \gamma}$ .

Практично підрахунок доцільно починати з найбільших значень питомої окружної сили й припиняти, коли вона стає значно (на 1...3 порядки – залежно від виду розрахунків і від необхідної точності) менше відповідних найбільших значень.

При прийнятих умовах ширина одного інтервалу знаходиться по формулі:

$$\Delta = [\lg \gamma_{pi} - (\lg \gamma_{mi} - 3\sigma_{\lg \gamma})] / z. \quad (2.86)$$

Границя інтервалу праворуч:

$$\lg \gamma_{n \max} = \lg \gamma_{pi} - \Delta(n-1), \quad (2.87)$$

де  $n$  – номер інтервалу, рахується з права на ліво, як це показано на рис. 2.16.

Середнє значення логарифма питомої окружної сили на інтервалі з номером  $n$ :

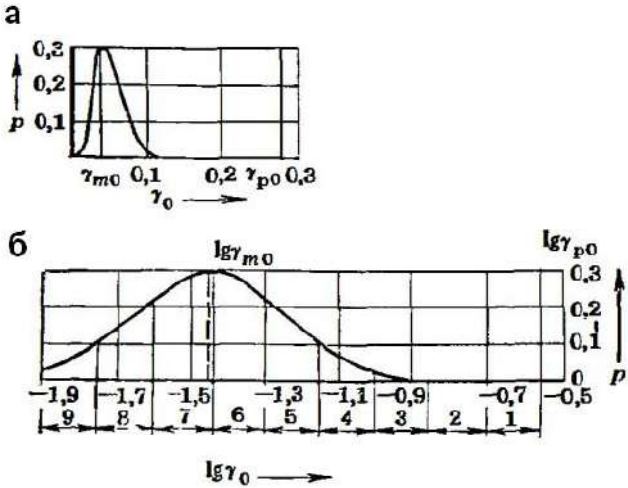
$$\lg \gamma_{mi} = \lg \gamma_{pi} - \Delta(n-0,5). \quad (2.88)$$

Коефіцієнти пробігу залежать від виду навантаження деталі. При розрахунках шестерень по контактних напругах у формулах (2.67) і (2.68) ухвалюють показник ступеня  $m=3$ , а при розрахунках по згинним напругам –  $m=9$ . При розрахунках підшипників приймають: кулькових –  $m=3$ , роликів –  $m=3,3$ .

По існуючих методиках підшипники розраховують по еквівалентному моменту:

$$M_{\text{эл}} = M_{\text{pi}} \sqrt[m]{K_{\text{пл}}}, \quad (2.89)$$

Найбільший вплив на коефіцієнти пробігу виявляють відносини розрахункових і середніх питомих окружних сил ( $\gamma_{\text{pi}} / \gamma_{\text{mi}}$ ) і середньоквадратичне відхилення ( $\sigma_{\text{lg}\gamma_i}$ ).



а – в лінійних координатах; б – логарифмічних

Рисунок 2.16 – Розподіл питомих окружних сил для розрахунку деталей гласною передачі великовантажного автомобіля

Тому при наближених розрахунках можна використовувати графіки, наведені на рис. 2.17 і 2.18. На цих графіках показані залежності коефіцієнтів пробігу при розрахунках по згинним напругам  $K_{\text{пф}}$  і контактним  $K_{\text{пн}}$  в залежності від відношень питомих окружних сил.

При використанні графіків для розрахунків підшипників коефіцієнт пробігу можна прийняти рівним коефіцієнту пробігу при розрахунках шестерень по контактних напругах.

Наведений метод розрахунків коефіцієнта пробігу заснований на узагальнених характеристиках режимів руху автомобіля.

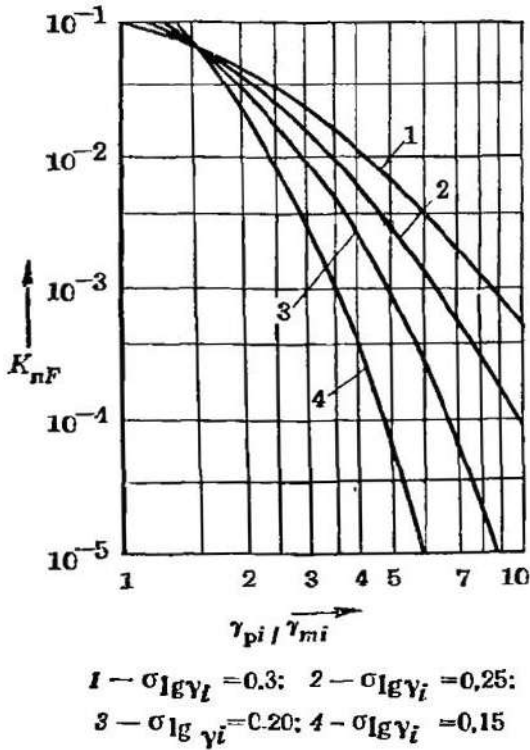


Рисунок 2.17 – Графік для визначення коефіцієнта пробігу по згинальним напруженням

При цьому індивідуальні особливості автомобіля практично не враховуються. У той же час відомо, що навантажувальний режим у великій мірі визначається характеристиками двигуна й трансмісії, умовами роботи, параметрами динамічної схеми трансмісії.

Тому останнім часом став застосовуватися метод розрахункового визначення коефіцієнта пробігу, заснований на моделюванні режиму руху автомобіля в характерних дорожніх умовах.

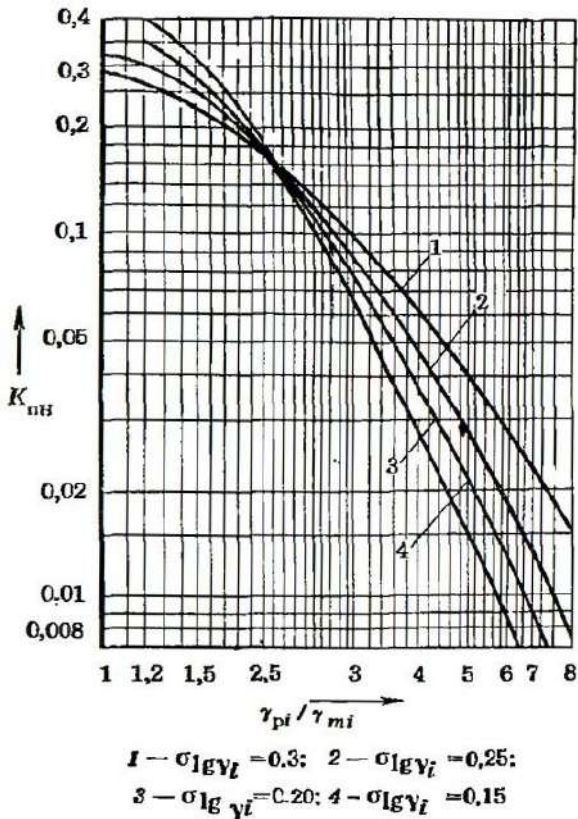


Рисунок 2.18 – Графік для визначення коефіцієнта пробігу по контактним напруженням

### Питання для самоперевірки

1. Які основні вимоги висувають до трансмісій автомобілів?
2. Чому повинен приділяти особливу увагу конструктор, при проектуванні автомобіля?
3. Що таке трансмісія автомобіля?
4. З чого складається електромеханічна трансмісія?
5. Які є принципові схеми електромеханічних трансмісій?
6. Які недоліки електромеханічних трансмісій?
7. З чого складається гідروб'ємна трансмісія?
8. Які переваги й недоліки об'ємних гідропередач?

9. На які групи можна розділити фрикційні безступінчасті передачі?
10. Користуючись схемою поясніть принцип роботи багатоконтактної фрикційної передачі.
11. Який загальний недолік більшості безступінчастих фрикційних передач?
12. Які принципи компоновання трансмісій автобусів?
13. Які додаткові вимоги пред'являють до головних передач автомобілів високої прохідності?
14. Як організується передача потужності двигуна декільком мостам?
15. Які можливі схеми розміщення агрегатів трансмісії при передніх ведучих колесах і передньому розташуванні двигуна?
16. Від яких факторів залежить працездатність деталей трансмісії автомобіля?
17. Які характерні граничні стани можна виділити для деталей трансмісії?
18. Чим оцінюється міцність деталі?
19. На чому засновані розрахунки деталей на утому?
20. Що таке податливість і яким чином вона визначається?
21. Яка загальна послідовність складання розрахункової схеми?

## 3 ЗЧЕПЛЕННЯ

### 3.1 Класифікація зчеплень

Зчеплення призначене для короткочасного роз'єднання двигуна й трансмісії й наступного їхнього плавного з'єднання, що зазвичай необхідно при рушанні автомобіля з місця й при перемиканні передач під час руху.

Звичайне зчеплення використовують разом з механічною східчастою коробкою передач. Однак якщо в коробці передач, наприклад гідромеханічній, застосоване фрикційне перемикання передач, то зчеплення не застосовують.

Із усього різноманіття класифікаційних ознак відзначимо тільки самі основні.

**1. По характеру зв'язку між ведучою й веденою частинами:**

- **механічні (фрикційні) зчеплення** – сухі або працюючі в маслі; крутний момент у включеному стані передається від ведучої частини до веденої силами тертя між твердими тілами;
- **гідравлічні зчеплення (гідромумфти)** – крутний момент у включеному стані передається від ведучої частини до веденої потоком рідини; у зв'язку зі значним часом спорожнювання й заповнення, що необхідно для вимикання й включення такого зчеплення, на автомобілях у якості зчеплень вони не застосовуються;
- **електромагнітні порошкові зчеплення** із сухим або рідким наповнювачем; крутний момент у включеному стані передається від ведучої частини до веденої через металевий порошок, частки якого вибудовуються уздовж магнітних силових ліній; на автомобілях такі зчеплення застосовуються вкрай рідко;
- **комбіновані** (фрикційні з гідродинамічною передачею – гідромумфтою або гідротрансформатором); фрикційне зчеплення забезпечує швидке вимикання й включення при мінімальній швидкості обертання, а наступне плавне збільшення крутного моменту забезпечується гідродинамічною передачею.

## **2. По способу керування:**

- неавтоматичні (зазвичай із впливом водія на педаль) з підсилювачем або без нього;
- напівавтоматичні (зазвичай із сигналом на вимикання або включення від переміщення педалі подачі палива або важеля перемикання передач);
- автоматичні (зазвичай з керуванням від кутової швидкості вала двигуна – відцентрові зчеплення, або від системи автоматичного керування).

**Фрикційні зчеплення**, що одержали найбільше застосування на автомобілях, **підрозділяють**:

- за формою деталей, що мають поверхні тертя: дискові (однодискові, дводискові й багатодискові), а також вкрай рідко застосовувані конусні, або циліндричні;
- по способу створення зусилля включення зчеплення: із пружинами (з периферійними пружинами або із центральною крученою або діафрагменною пружиною), а також вкрай рідко застосовувані напівцентрові (із пружинами й відцентровими грузиками), відцентрові, з електромагнітом;
- по типу приводу вимикання зчеплення: з механічним (з тягами й важелями або із тросами), гідравлічним, електричним (електромагнітним), комбінованим приводом, а також з підсилювачем або без нього.

### **3.2 Вимоги до зчеплень**

Тип і конструкція зчеплення повинні забезпечувати:

- плавне включення (зменшує динамічні навантаження в трансмісії й поліпшує плавність руху);
- повне вимикання при виключеному стані (виключає «ведення» автомобіля й зменшує небезпеку зупинки двигуна при нерухливому автомобілі, а також зменшує навантаження на синхронізатори коробки передач);
- повне включення при включеному стані (виключає небезпеку пробуксовування зчеплення при передачі максимального моменту двигуна);
- мінімальний момент інерції ведених частин (зменшує роботу тертя в синхронізаторах коробки передач, а при

- відсутності синхронізаторів – зменшує ударні навантаження при перемиканні передач);
- ефективний відвід теплоти (усуває порушення нормальної роботи зчеплення через перегрів);
  - зносостійкість поверхонь тертя й стабільність коефіцієнта тертя при значному підвищенні температури й зношуванні поверхонь тертя (забезпечують підвищення надійності й довговічності фрикційних зчеплень);
  - зручність і легкість керування (полегшує керування автомобілем).

Крім того, до зчеплень, як і до інших механізмів автомобіля, пред'являють такі загальні вимоги, як забезпечення мінімальних розмірів і маси, висока надійність, мінімальне обслуговування, технологічність.

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до зчеплення.

**Плавне включення.** При автоматичному або напівавтоматичному керуванні плавне включення забезпечується системою автоматичного керування. При неавтоматичному керуванні плавне включення, особливо при русанні автомобіля з місця, в основному залежить від дій водія.

З конструктивних заходів, що сприяють плавності включення фрикційного зчеплення можна відзначити застосування фрикційних матеріалів, що забезпечують плавне наростання сил тертя, пружних ведених дисків, наприклад, із пластинчастими пружинами, участь пружин гасителя крутильних коливань і пружних пелюсток діафрагменної пружини в процесі включення зчеплення.

При комбінованому зчепленні (фрикційному з гідромуфтою або з гідротрансформатором), плавність збільшення переданого крутного моменту забезпечується гідропередачею, оскільки фрикційне зчеплення включається при мінімальній швидкості обертання вала двигуна. Це забезпечує також його малу роботу буксування, а отже, збільшення терміну служби.

**Повне вимикання.** У виключеному стані повне вимикання забезпечується у фрикційних зчеплень достатнім ходом натискного диска (зазвичай 0,8...1,5 мм для однієї пари тертя й



0,2...0,3 мм для багатодискових зчеплень) при збереженні паралельності звільнених поверхонь тертя. Порушення паралельності відбувається через неоднакове зношування кінців важелів, що впираються в муфту вимикання. Для відновлення паралельності передбачені регульовальні пристрої в місцях кріплення важелів до кожуха зчеплення.

У дводискових зчепленнях, крім того, передбачають спеціальні пристрої для відводу проміжного диска на половину ходу натискного диска (пружини й упори або рівноплечі важільці на проміжному диску).

В електромагнітних порошкових зчепленнях для виключення залишкового магнетизму використовують металевий порошок з хімічно чистого заліза у формі сферичних часток певного розміру.

**Повне включення.** У включеному стані повне включення забезпечується наявністю зазору між муфтою вимикання зчеплення й кінцями важелів вимикання зчеплення, що в основному відповідає вільному ходу педалі зчеплення. Відсутність вільного ходу приводить до того, що частина зусилля пружин натискного пристрою буде замикатися через педаль на кузов автомобіля.

У деяких однодискових зчепленнях з гідравлічним приводом зазор у муфти вимикання відсутній, але в робочому циліндрі на поршні встановлене пружне чавунне кільце збільшеного перетину. Це кільце забезпечує в міру зношування поверхонь тертя зсув поршня, до деякої міри аналогічно автоматичній підтримці зазору в колодкових гальмових механізмах.

Така конструкція спрощує обслуговування зчеплення. Однак при периферійних пружинах часто залишається необхідність регулювання положення кінців важелів для запобігання перекосів натискного диска при вимиканні зчеплення.

**Мінімальний момент інерції ведених частин.** Легше всього ця вимога забезпечується в дискових зчепленнях із фрикційними накладками на ведених дисках. В електромагнітних порошкових зчепленнях і у фрикційних відцентрових зчепленнях із циліндричною відомою частиною, до внутрішньої поверхні якої при включенні притискаються колодки ведучої частини, моменти інерції веденої частини трохи більше, чим у дискових зчеплень.

**Ефективний відвід теплоти.** Відвід теплоти від фрикційних і електромагнітних порошкових зчеплень, а також від гідромуфт комбінованих зчеплень проводиться повітрям що їх обтікає. Для поліпшення відводу теплоти застосовують радіальні ребра на зовнішніх обертових частинах, вікна в кожусі зчеплення, радіальні отвори в проміжному диску дводискових зчеплень. Усе це може виявитися недостатнім при безперервному буксуванні зчеплення в автомобільних пробках при високій температурі повітря. Периферійні пружини встановлюють на термоізоляційних прокладках.

**Зносостійкість поверхонь тертя й стабільність коефіцієнта тертя.** Оскільки однією поверхнею тертя зазвичай є чавун, то добір пар тертя ведеться для фрикційних накладок. При сучасних накладках у сухих зчепленнях коефіцієнт тертя знижується приблизно на 15...20 % при температурі зчеплення 200...300°C, а при 400°C накладки руйнуються (при 1 000°C руйнуються металокерамічні накладки, що працюють у маслі).

Зношування поверхонь тертя тим більше, чим більше робота буксування. Істотне зменшення роботи буксування забезпечує автоматизація включення зчеплення, орієнтована на мінімальну швидкість обертання вала двигуна, а також перенос роботи буксування в гідропередачу при комбінованому зчепленні.

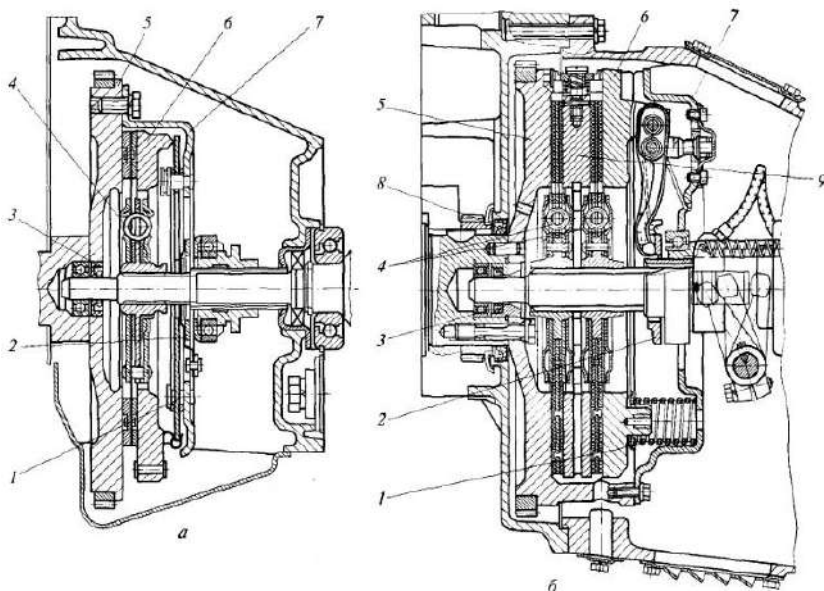
**Зручність і легкість керування.** Зручність, як і для будь-якого органа керування, визначається двома факторами: зручним розташуванням педалі зчеплення й величиною повного ходу, який не повинен перевищувати 200 мм. Легкість визначається значеннями зусилля, необхідного для переміщення педалі зчеплення.

Зазвичай вважається, що це зусилля не повинне перевищувати 150 Н для легкових і 250 Н для вантажних автомобілів. Якщо цю вимогу неможливо забезпечити без підсилювача, застосовується підсилювач. Відповідно робота, затрачувана водієм на переміщення педалі зчеплення, не повинна перевищувати 20 Дж для легкових і 40 Дж для вантажних автомобілів.

**Для вітчизняних конструкцій зчеплень** характерно використання діафрагменних пружин 1 (рис. 3.1, а) – в основному на легкові й частково на вантажних автомобілях, або кручених

периферійних пружин 1 (рис. 3.1, б) – в основному на вантажних автомобілях.

На відміну від моделей попереднього покоління, наприклад ГАЗ-24, ЗИЛ-130, для підвищення надійності на кінцях важелів у кожусі зчеплення встановлений фланець 2, в який упирається підшипник муфти при вимиканні зчеплення.



- а – однодискове з діафрагмовою пружиною;
- б – дводискове з периферійними пружинами;
- 1 – пружини; 2 – фланець; 3, 8 – сальники;
- 4 – демпер круглих коливань; 5 – маховик двигуна;
- 6 – натискний диск; 7 – кожух; 9 – проміжний диск

Рисунок 3.1 – Основні типи конструкцій зчеплень

У переднього підшипника ведучого вала коробки передач установлений сальник 3 для виключення підтікання змащення з підшипника. Замість фланцевого кріплення маховика до колінчастого вала, застосоване безфланцеве кріплення, що дозволило встановити в цьому місці сальник 8, що виключає підтікання масла з картера двигуна.

### 3.3 Робочий процес фрикційного дискового зчеплення

Для зчеплення можна виділити чотири стани:

- включення;
- включене;
- вимикання;
- виключене.

Особливості робочого процесу фрикційного зчеплення полягають у наступному.

**При включенні:** з'єднання ведучих і ведених частин відбувається плавно завдяки можливості тривалого взаємного проковзування (буксування) поверхонь тертя;

**при включеному стані:** передача крутного моменту відбувається за рахунок сил тертя між поверхнями тертя ведучих і ведених частин, притиснутих друг до друга;

**при вимиканні:** можливо швидко й безперешкодне припинення передачі крутного моменту завдяки роз'єднанню ведучих і ведених частин;

**при виключеному стані:** відсутня передача крутного моменту при навантаженому стані привода вимикання зчеплення.

#### **Включений стан зчеплення.**

Для опису робочого процесу при включеному стані зчеплення досить використовувати залежності виду:

$$\sum M = 0 \text{ ; } \sum P = 0, \quad (3.1)$$

де  $M$  – моменти;  $P$  – зовнішні сили.

До зчеплення прикладені тільки два моменти  $M_1=M_2$  (рис. 3.2, а; стовщеними лініями на рис. 3.2, а й б зображені навантажені деталі). Моменти  $M_1$ ,  $M_2$  дорівнюють моменту, переданому зчепленням,  $M_{\text{ст}}$ .

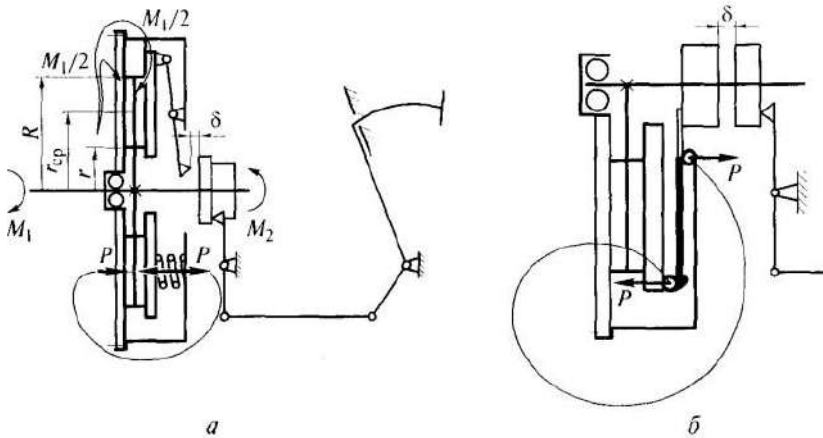
Деталі привода вимикання зчеплення не навантажені.

Ведений диск затиснутий між маховиком і натискним диском зусиллям  $P$  периферійних (або центральної) пружин, як показано на схемі сил. Це зусилля передається через деталі: пружина – натискний диск – ведений диск – маховик – кожух – пружина.

Таким чином, під навантаженням від сили  $P$  перебуває тільки

цей силовий ланцюг, замкнений усередині зчеплення.

Крім того, поверхні тертя навантажені крутним моментом  $M_1$ . Якщо радіальні розміри й коефіцієнти тертя обох пар тертя однакові, тоді поверхня тертя між маховиком і веденим диском передає  $M_1/2$ , інша частина  $M_1/2$  передається на кожух – нажимний диск – другу поверхню тертя веденого диска.



- а – з периферійними пружинами; б – з діафрагменною пружиною;  
 $M_1$  – момент, що підводиться до поверхонь тертя;  
 $M_2$  – момент, що відводиться від поверхонь тертя;  
 $P$  – сумарне зусилля пружин;  $R$ ,  $r_{cp}$ ,  $r$  – відповідно зовнішній, середній, внутрішній радіуси веденого диска;  
 $\delta$  – зазор, відповідний вільному ходу

Рисунок 3.2 – Схеми сил при включеному стані зчеплення

Схема діючих сил при використанні діафрагмальної пружини (рис. 3.2, б) інша, чим при периферійних пружинах. На рис. 3.2, б, як і на рис. 3.2, а сили показані не розподіленими по окружностях, а умовно прикладеними до точки.

При включеному стані зчеплення зовнішніми (стосовно діафрагмальної пружини) пружина навантажена силами  $P$  (на малюнку зачорнена), стисла до плоского стану. Пелюстки пружини, що виконують функції важелів, не навантажені.

Тут і далі дуже важливо мати на увазі наступні особливості.

Складаючи або аналізуючи схему сил і моментів, необхідно представляти, до якої саме деталі прикладена кожна із сил. Слід знати, що це за сила: сила дії або протидії, активна або реактивна.

Наприклад, середня стрілка в нижній частині рис. 3.2, а позначає активну силу пружини, якщо вважати, що кожух зчеплення є опорою пружини.

У цьому випадку права стрілка позначає реактивну силу пружини. Активна сила дорівнює реактивній. Яка із цих двох сил є реактивною залежить іноді, як і в розглянутому прикладі, від нашого вибору, якщо не ясно, що саме є опорою для даної деталі.

Зовнішні сили, прикладені до даної деталі, завжди є активними, а сили, що виникають в опорах у відповідь на дію активних сил, є силами реактивними.

Поняття діюча й протидіюча сили взаємозамінні. Однак дуже важливо знати, до якої саме деталі прикладена дана сила. Наприклад, середня стрілка на рис. 3.2, а позначає силу дії пружини на натискний диск. Ця сила прикладена до натискного диска. Права стрілка позначає силу дії пружини на кожух зчеплення. Вона прикладена до кожуха зчеплення.

Для дискового зчеплення із числом пар тертя  $n$  ( $n=2$  для однодискового,  $n=4$  для дводискового) максимальний момент, який воно може передати (його потенційні можливості):

$$M_{\text{сц.п}} = R\mu_0 r_{\text{ср}} n, \quad (3.2)$$

де  $\mu_0$  – коефіцієнт тертя, причому  $M_{\text{сц}} \leq M_{\text{сц.п}}$  (переданий момент не може бути більше  $M_{\text{сц.п}}$ ).

Значення середнього розрахункового радіуса  $r_{\text{ср}}$ , на якому прикладена результуюча дотична сила тертя, приблизно можна брати рівним  $(R + r)/2$ .

При цьому в порівнянні з точним значенням:

$$r_{\text{ср}} = 0,67(R^3 - r^3)/(R^2 - r^2), \quad (3.3)$$

відповідним до рівномірного розподілу питомого тиску по поверхні тертя, значення  $M_{\text{сц.п}}$  виходить менше на 3,5 % при  $r/R=0,5$  і на 1,3 % при  $r/R=0,7$ . Зазвичай у зчеплень  $r/R=0,5...0,7$ .

Приймаючи рівномірний розподіл питомого тиску по поверхнях тертя, одержимо, МПа:

$$p_0 = P/F = P \cdot 10^6 / \{a_k \pi (R^2 - r^2)\}, \quad (3.4)$$

де  $F$ ,  $R$ ,  $r$  – площа, найбільший і найменший радіуси однієї поверхні тертя веденого диска;

$a_k=0,9...1,0$  – коефіцієнт, що враховує площу канавок на поверхні веденого диска.

Для сухих зчеплень повинно бути  $p_0 \leq 0,15...0,30$  МПа, для металокераміки, що працює в маслі, допускається  $p_0 \leq 2...3,5$  МПа. Використання значень  $p_0$ , що перевищують припустимі, приводить до швидкого руйнування накладок.

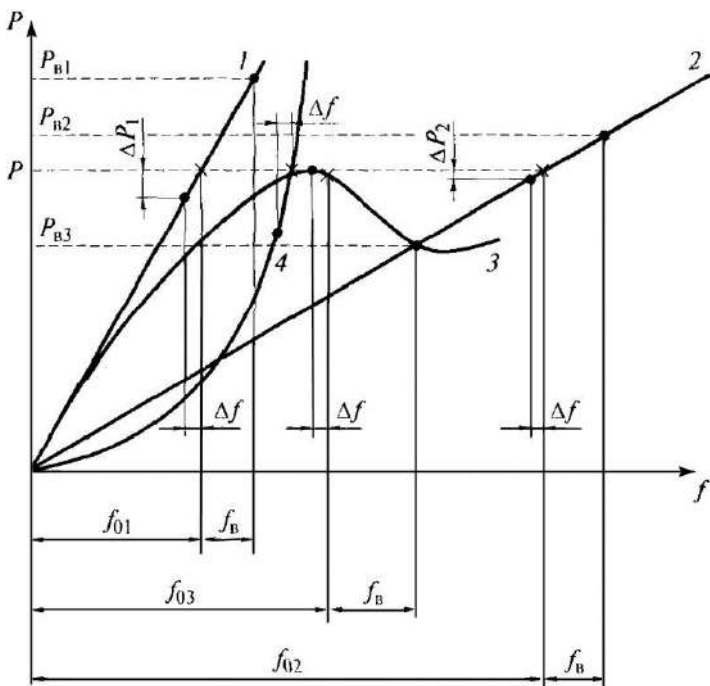
Значення коефіцієнта тертя  $\mu_0 = 0,32...0,36$  для зразків картонно-бакелітових накладок сухих зчеплень. На автомобільних заводах зазвичай приймають у розрахунках  $\mu_0 = 0,25$  з урахуванням реалізації в конкретних конструкціях.

При температурі 200°C для тканих (при 300°C – для формованих) накладок  $\mu_0$  зменшується на 15...20 %, а при 400 °C накладки руйнуються. Для металокераміки, що працює в маслі по сталі, –  $\mu_0 = 0,1$ , руйнування її відбувається при 1000°C.

Величина моменту  $M_{ц.п}$  не залежить від напрямку обертання й величини кутової швидкості, але може змінюватися через зміну  $P$  і  $\mu_0$  під час експлуатації. При установці в зчеплення, кручені пружини стискають на величину  $f_{01}$  (рис. 3.3), що забезпечує одержання сумарної сили  $P$ .

При зношуванні поверхонь тертя величина попереднього стиску зменшується на  $\Delta f_1$ , а сумарна сила  $P$  зменшується на  $\Delta P_1$ . Наприклад, для вантажного автомобіля зменшення товщини веденого диска на 2 мм може призвести до зменшення  $M_{ц.п}$  на 10 %.

Для зменшення  $\Delta P$  застосовують із меншою жорсткістю  $c=P/f$  циліндричні пружини (лінія 2 на рис. 3.3), наприклад, за рахунок збільшення числа витків, розташовуючи по дві пружини одна в одній для зменшення осьових габаритів зчеплення. Діафрагменна пружина (лінія 3) дозволяє одержати  $\Delta P = 0$  і зменшення зусилля  $P$  до  $P_{вз}$  при вимиканні зчеплення.



1 – периферійних жорстких циліндричних; 2 – периферійних м'яких циліндричних; 3 – діафрагменної; 4 – конічної;  
 $f_0$  – попередній стиск;  $f_B$  – стиск при вимиканні зчеплення;  
 $\Delta f$  – зменшення стиску при зношуванні поверхонь тертя;  
 $\Delta P$  – зменшення сили  $P$ , що відповідає  $\Delta f$ ;  
 $P_B$  – значення сили  $P$  при повному вимиканні зчеплення

Рисунок 3.3 – Залежність сили  $P$  від прогину  $f$  для пружин зчеплення:

У зчепленні деяких вантажних автомобілів, наприклад МАЗ-200, що випускалися до 1966 р., застосовувалася центральна конічна пружина. Вона мала параболічну залежність сили від прогину (лінія 4), що приводило до необхідності часто використовувати регульовальні прокладки для відновлення зусилля пружини в міру зношування поверхонь тертя зчеплення. Тому конічна пружина була замінена периферійними циліндричними пружинами.



Щоб зчеплення не пробуксовувало у включеному стані, при зменшенні  $P$  і  $\mu_0$  в експлуатації, необхідно мати розрахункове максимальне значення  $M_{\text{сц.п}}$  в  $1,3 \div 1,5$  рази й більше, перевищуюче максимальний статичний момент двигуна  $M_{e \text{ max}}$ .

У виконаних конструкціях зазвичай застосовують наступні значення коефіцієнта запасу зчеплення для легкових автомобілів:

$$\beta = M_{\text{сц.п}}/M_{e \text{ max}} = 1,3 \dots 1,75, \quad (3.5)$$

$\beta = 1,6 \dots 2,5$  – для вантажних автомобілів і автобусів.

Для зменшення крутильних коливань у трансмісії, викликуваних нерівномірними коливаннями крутного моменту поршневого двигуна, у веденому диску встановлюють демпфер крутильних коливань 4 (рис. 3.1). Крім того, демпфер сприяє зниженню динамічних навантажень при різких включеннях зчеплення або різких гальмуваннях з невідключеним двигуном, а також дозволяє компенсувати неспіввісність вала двигуна й ведучого вала коробки передач.

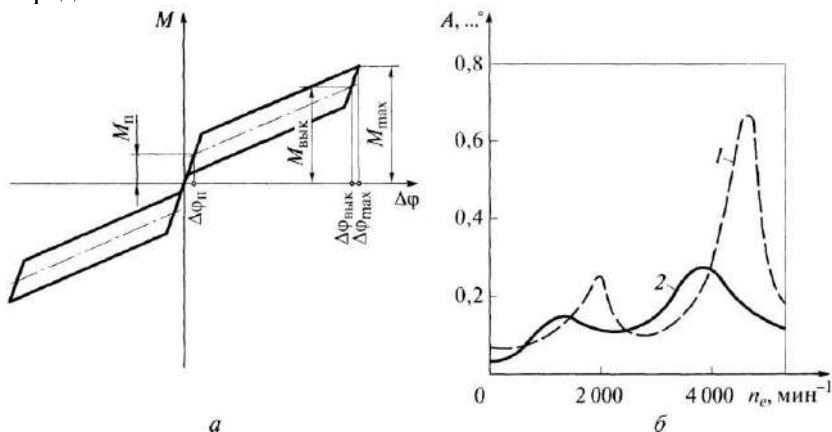
Основними частинами демпфера є пружні елементи (пружини або гумові блоки, розташовані по окружності у вікнах між диском-тримачем і маточиною) і елементи сухого тертя (пластини), закріплені на диску-тримачі й маточині.

При підвищенні моменту пружні елементи стискаються, при зниженні моменту – розтискаються. При цьому на елементах сухого тертя робота тертя переходить у теплоту. На рис. 3.4, а наведена характеристика одноступінчастого демпфера.

Робоча ділянка пружних елементів (пружин) обмежена моментом попереднього стиску  $M_{\text{п}}$  і моментом їх вимикання  $M_{\text{вык}}$ . Суцільними лініями обкреслена петля гістерезису, площа якої визначається моментом тертя  $M_{\text{т}}$  і максимальним кутом взаємного переміщення диска-тримача й маточини – кутом  $\Delta\varphi_{\text{max}}$ . Зусилля стиску елементів тертя зазвичай створюється пластинчастими пружинами або натягом заклепок. Застосовуються й багатоступінчасті демпфери, причому число ступенів іноді досягає п'яти.

Розрахунки характеристик демпфера проводять, представивши двигун і трансмісію у вигляді багатомасової

системи. Визначають її власні частоти й форми коливань на всіх передачах.



1 – без демпфера; 2 – з демпфером;  $M_{\text{п}}$  – момент попереднього стиснення пружин;  $M_{\text{вык}}$  – момент виключення пружин;  $\Delta\phi$  – кутові переміщення (стиснення пружин демпфера) веденого диска щодо його маточини

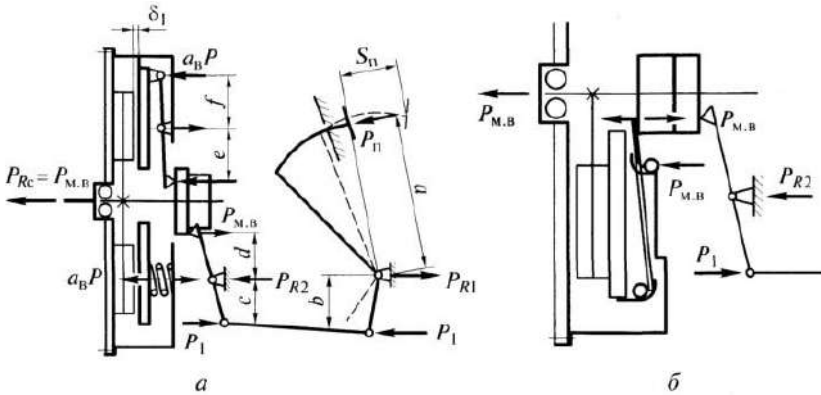
Рисунок 3.4 – Характеристика одноступінчастого демпфера (а) і залежність амплітуди  $A$  крутильних коливань веденого диска зчеплення від його швидкості обертання  $n_c$  (б)

Потім будують амплітудно-частотні характеристики й вибирають параметри демпфера, що ліквідують піки моментів на резонансних режимах (рис. 3.4, б).

### 3.4 Виключений стан зчеплення

При цьому стані зчеплення не передає крутний момент, але деталі привода й ведучі частини зчеплення навантажені силами.

При неавтоматичному керуванні, зусилля вимикання створює водій, прикладаючи до педалі зусилля  $P_{\text{п}}$  (рис. 3.5, а); стовщеними лініями на рис. 3.5, а й б зображені навантажені деталі). Для опису робочого процесу при цьому стані зчеплення досить використовувати залежності виду  $\sum P = 0$ . Ззовні до привода вимикання зчеплення прикладена сила  $P_{\text{п}}$ , яка збільшується за допомогою системи важелів до значення  $P_{\text{м.в}}$ .



а – з периферійними пружинами; б – з діафрагменною пружиною;  
 $P_{\text{п}}$  – зусилля на педалі;  $P_1$  – зусилля на поздовжній тязі;  
 $S_{\text{п}}$  – повний хід педалі;  $P_{R1}$ ,  $P_{R2}$ ,  $P_{Rc}$  – реакції в опорах;  
 $P_{\text{м.н.}}$  – зусилля на муфті вимикання;  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ ,  $e$ ,  $f$  – плечі важелів;  
 $\delta_1$  – зазор між поверхнями тертя;  $a_b$  – коефіцієнт зміни сили  $P$

Рисунок 3.5 – Схеми сил при виключеному стані зчеплення:

Через кожух зчеплення й маховик передається на колінчастий вал сила  $P_{RC} = P_{\text{м.в}}$ , яка через раму або кузов урівноважується реактивними силами від педалі й важелів:

$$P_{R\text{п}} = P_{\text{п}}, P_{R1} = P_{\text{п}} + P_1, P_{R2} = P_1 + P_{\text{м.в}}, P_{Rc} = P_{\text{м.в}}, (3.6)$$

Таким чином, силовий ланцюг замикається зовні зчеплення.

Схема сил при діафрагмній пружині трохи інша. При включеному зчепленні (рис. 3.2, б) навантажена тільки периферійна частина діафрагмної пружини (силою  $P$ ).

При виключеному зчепленні (рис. 3.5, б) навантажена тільки внутрішня частина (силою  $P_{\text{м.в}}$ ) діафрагмної пружини (на малюнку зачорнена) – пелюстки, що вивернули пружину далі плоского стану.

При цьому зовнішній край пружини, з'єднаний з натискним диском, відсунув його від веденого диска, тому що внутрішній край, власне пружини, закріплений на кожусі зчеплення.

Залежність між силою включення  $P$  і силою  $P_{\text{п}}$  на педалі наступна:

$$P_n = Pa_v / (u_{np} \eta_{np}), \quad (3.7)$$

де  $a_v$  – коефіцієнт, що враховує зміну сили  $P$  при відведенні натискного диска від веденого ( $P_v$  на рис. 3.3);

$a_{вк} = 1,2$  при кручених пружинах і  $a_v = 0,8$  – при діафрагменній;

$\eta_{np}$ , – передаточне число й ККД привода від педалі до натискного диска, зазвичай  $\eta_{np} = 0,6 \dots 0,8$  і  $u_{np} = 50 \dots 90$ , причому для рис. 3.5, а:

$$u_{np} = (a/b) (c/d) (e/f), \quad (3.8)$$

а для гідравлічного привода вимикання зчеплення:

$$u_{np} = (a/b) (d_2^2/d_1^2) (c/d) (e/f), \quad (3.9)$$

де  $d_1$  – діаметр гідроциліндра, приєднаного до педалі;

$d_2$  – діаметр гідроциліндра, приєднаного до вилки вимикання зчеплення.

Хід педалі без обліку люфтів у шарнірах і пружності деталей:

$$S_n = S_{с.х} + S_{р.х} = \Delta l u_{np} + \delta (a/b) (d_2^2/d_1^2) (c/d), \quad (3.10)$$

де  $\Delta l = \delta_1 n$  – хід натискного диска при вимиканні зчеплення;

$\delta_1$  – зазор між кожною парою поверхонь тертя (рис. 3.5, а);

$\delta_1 = 0,8 \dots 1,5$  мм для однодискових зчеплень;

$\delta_1 = 0,5 \dots 1,0$  для дводискових;

$\delta_1 = 0,2 \dots 0,3$  мм – для багатодискових, що працюють у маслі;

$\delta_1 = 2 \dots 3$  мм.

Повний хід педалі зазвичай становить 150...200 мм, вільний хід  $S_{с.х} = S_n - \Delta l u_{np} = 30 \dots 50$  мм. Вважається зазвичай, що зусилля на педалі  $P_n$  не повинне перевищувати 150 Н для легкових і 250 Н для вантажних автомобілів. Якщо цю вимогу неможливо забезпечити без підсилювача, застосовується підсилювач вимикання зчеплення, зазвичай пневматичний.

Робота, затрачувана водієм на переміщення педалі зчеплення,

$L_{\text{в}} = P_{\text{п.ср}} S_{\text{р.х}}$  не повинна перевищувати 20 Дж для легкових і 40 Дж для вантажних автомобілів.

### 3.5 Включення зчеплення

Включення зчеплення забезпечується відпусканням педалі зчеплення. Зусилля на педалі зменшується до нуля, а момент, переданий зчепленням, збільшується від 0 до  $M_{\text{сц.п.}}$ . При цьому відбувається буксування зчеплення, тому що кутові швидкості валів  $\omega_1 \neq \omega_2$  на початку включення.

**Рушання автомобіля з місця.** При неавтоматичному керуванні зчепленням водій (при працюючому двигуні) повинен виключити зчеплення, включити передачу (зазвичай нижчу), злегка нажати на педаль подачі палива.

Останнє необхідно для того, щоб перед початком включення зчеплення вал двигуна мав трохи збільшену кутову швидкість. Інакше в процесі включення зчеплення вона може виявитися нижчою, ніж кутова швидкість холостого ходу  $\omega_{1\text{х.х}}$ , і двигун заглохне.

Плавно відпускаючи педаль зчеплення і одночасно збільшуючи тиск на педаль подачі палива (а якщо автомобіль утримувався на ухилі гальмівної системою, то ще необхідно одночасно швидко і плавно звільнити важіль ручного гальма), водій забезпечує плавне рушання автомобіля з місця.

Щоб виявити основні особливості робочого процесу зчеплення, уявімо автомобіль у вигляді найпростішої двомасової еквівалентної динамічної системи (рис. 3.6).

Відповідна їй математична модель складається з двох рівнянь (пружність деталей не враховується) виду:

$$\sum M + J_i \ddot{\phi}_i = 0, \quad (3.11)$$

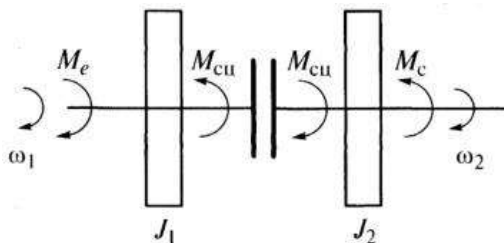
$$J_1 \dot{\omega}_1 = M_e - M_{\text{сц}}, \quad (3.12)$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = M_{\text{сц}} - M_c, \quad (3.13)$$

де  $J_1, J_2 = \delta' m_a r_k^2 / u_{\text{тр}}^2$  – наведені відповідно до ведучої і веденої частин зчеплення моменти інерції;

$\delta' = 1,04$  – коефіцієнт обліку обертових мас (коліс автомобіля);

$m_a$  – маса автомобіля;  
 $r_k$  – радіус кочення ведучих коліс;  
 $u_{тр}$  – передавальне число трансмісії.



$J_1, J_2$  – наведений відповідно до ведучої і веденої частинам зчеплення момент інерції;  
 $\omega_1, \omega_2$  – кутова швидкість відповідно ведучої і веденої частин зчеплення;  $M_e, M_{сш}, M_c$  – крутний момент відповідно двигуна, зчеплення, опору руху

Рисунок 3.6 – Двомасова еквівалентна динамічна модель автомобіля

Прийmemo наступні допущення для процесу включення зчеплення.

1. Момент опору руху постійний:

$$M_c = \psi m_a g r_k / (u_{тр} \eta_{тр}) = \text{const}, \quad (3.14)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт опору дороги;

$\eta_{тр}$  – ККД трансмісії.

2. Момент, створюваний у зчепленні, при відпусканні педалі зчеплення залежить лінійно від часу  $t$ , тобто  $M_{сш} = k_1 t$ , а при досягненні максимального значення  $M_{сш \max} = M_{e \max} \beta = \text{const}$ .

3. Момент двигуна, змінюваний при натисканні на педаль подачі палива, залежить лінійно від часу, тобто  $M_e = k_2 t$ , а при досягненні максимального значення  $M_{e \max} = \text{const}$ .

Прийняті допущення дозволяють одержати залежності моментів і кутових швидкостей від часу, близькі до реальних, і встановити основні закономірності. Експериментальні дослідження показали, що облік пружності не впливає на

величину роботи буксування зчеплення й зміну за часом кутових швидкостей, але впливає на процес коливання моменту двигуна й моменту зчеплення, а також на максимальні динамічні навантаження.

Відомо, що сила (момент для обертового руху) є причиною руху. Закономірність зміни кутових швидкостей  $\omega_1$  і  $\omega_2$  за часом при включенні зчеплення визначається закономірністю зміни моментів  $M_e$  і  $M_{сц}$ , а не навпаки. Водій через педалі зчеплення й подачі палива задає закони зміни моментів  $M_e$  і  $M_{сц}$ , і тим самим визначаються закономірності зміни кутових швидкостей  $\omega_1$  і  $\omega_2$ .

З рівняння (3.13) випливає, що при заданих моменті опору й параметрах автомобіля, інтенсивність зміни кутової швидкості  $\omega_2$ , а виходить, і інтенсивність, і плавність розгону автомобіля при зчепленні що буксує, визначаються тільки закономірністю зміни моменту зчеплення  $M_{сц}$ .

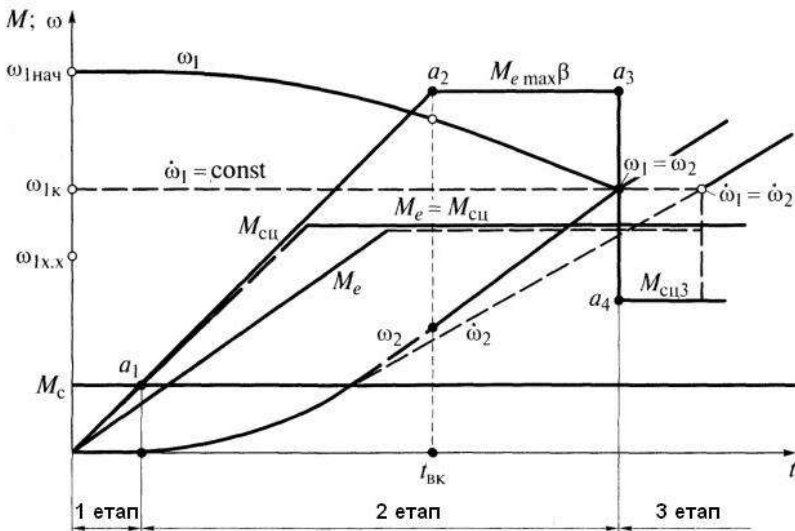
Момент двигуна  $M_e$ , точніше різниця моментів  $M_e - M_{сц}$  як впливає из рівняння (3.12), визначає зміну кутової швидкості  $\omega_1$ . Вона може збільшуватися, зменшуватися або залишатися постійною залежно від величини  $M_e - M_{сц}$ . Тому час буксування  $T_b$  і робота буксування залежать від зміни за часом не тільки  $M_{сц}$ , але й  $M_e - M_{сц}$ .

Візьмемо випадок, що часто зустрічається на практиці: момент зчеплення, плавно збільшуючись, залишається увесь час більше моменту двигуна ( $k_1 > k_2$ ). Як впливає з рівняння (3.12), умова  $M_{сц} > M_e$  витримана для всього часу буксування, призводить до зменшення кутової швидкості  $\omega_1$  від початку й до кінця буксування (рис. 3.7).

І якщо виявиться, що  $\omega_{1к} < \omega_{1х.х}$ , то двигун загложне. Тому перед початком включення зчеплення необхідно мати досить високе значення  $\omega_{1нач}$ . В розрахунках це значення можна брати, наприклад, по емпіричній залежності:

$$\omega_{1нач} = 1,5\omega_{1х.х} + 30 J_2/J_1, \quad (3.15)$$

На рис. 3.7 штриховими лініями представлений також варіант, коли для всього часу буксування витримана умова  $M_e = M_{сц}$ , що забезпечує незмінність  $\omega_1 = \text{const}$ . Усі параметри, що відносяться до цього варіанта, відзначені штрихом.



$M_c, M_{cц}, M_c$  – крутний момент відповідно двигуна, зчеплення, опору руху;  $\omega_1, \omega_2$  – кутова швидкість відповідно ведучої й веденої частин зчеплення;  $t$  – час

Рисунок 3.7 – Характеристика включення зчеплення при русанні автомобіля з місця

Для порівняння з попереднім випадком прийняті однакові значення  $\omega_{1к}$  і  $k_1$ . По рис. 3.7 можна виділити наступні три етапи розгону автомобіля.

1. Від початку відпускання педалі зчеплення до значення  $M_{cц} = M_c$ , коли починається розгін усього автомобіля. На цьому етапі  $\omega_2 = 0$ .

2. Від  $M_{cц} = M_c$  до того моменту, коли настане  $\omega_1 = \omega_2$ , тобто коли закінчується буксування зчеплення. На цьому етапі, назвемо його етапом неупорядкованого розгону, прискорення  $\omega_1$  і  $\omega_2$  суттєво різняться.

3. Розгін системи при  $\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2$  – етап упорядкованого розгону.

Тому що після закінчення буксування кутові прискорення будуть рівні ( $\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2$ ), то з рівнянь (3.12) і (3.13) одержуємо, що крутні моменти, що йдуть на розгін ведучої й веденої частин системи, пропорційні їхнім моментам інерції:



$$(M_e - M_{сш})/(M_{сш} - M_c) = J_1/J_2, \quad (3.16)$$

Тому, хоча зчеплення й може передавати момент, обумовлений рівнянням (3.2), воно передає момент  $M_{сш3} < M_e$  на цьому етапі (етап 3 на рис. 3.7), причому

$$M_{сш3} = M_e [1 + (J_1/J_2)(M_c/M_e)] / [1 + (J_1/J_2)], \quad (3.17)$$

При використанні дизеля із всережимним регулятором процес розгону відбувається трохи інакше. Якщо водій утримує педаль подачі палива у фіксованому положенні, то в процесі буксування зчеплення кутова швидкість двигуна  $\omega_1$  майже не змінюється й лише наприкінці буксування, коли двигун виходить на безрегуляторну гілку,  $\omega_1$  зменшується.

Отже, при русанні автомобіля в передачі крутного моменту від двигуна до ведучих коліс зчеплення що буксує, не бере участь. На його поверхнях тертя за допомогою зусилля  $P$  натискного пристрою створюється крутний момент  $M_{сш}$ , який для двигуна є моментом опору, причому його величина може бути більше моменту двигуна, а для трансмісії й автомобіля – рушійним моментом.

Коли буксування закінчується, зчеплення стає одним з ланок трансмісії, що передають через себе ту частину крутного моменту, яка підводить до нього з боку двигуна. Інтенсивність розгону при зчепленні, що буксує, насамперед залежить від темпу включення зчеплення (величини  $k_1$ ).

Спробуємо з'ясувати, як впливають параметри двомасової системи на роботу й час буксування зчеплення. Розглянемо найбільш простий випадок – включення зчеплення «кидком».

Приймемо, що  $M_{сш}$  і  $M_e$  миттєво приймають максимальні значення, причому  $M_{сш}$ ,  $M_e$ ,  $M_c$  залишаються постійними при буксуванні зчеплення. У цьому випадку, як випливає з рівнянь (3.12) і (3.13),  $\omega_1$  і  $\omega_2$  змінюються лінійно за часом, а час буксування  $T_6$  і роботу буксування  $L_6$  можна визначити по рівняннях:

$$T_6 = J_2 \omega_{1нач} / (M_e B), \quad L_6 = L_{60} \beta / B, \quad (3.18)$$

$$\text{де } B = (\beta - 1) J_2 / J_1 + \beta - M_c / M_e, \quad L_{60} = J_2 \omega_{1нач}^2 / 2$$

Деякі результати розрахунків представлені на рис. 3.8. Так, на рис. 3.8, а при фіксованих значеннях  $M_e/J_2 = 120 \text{ с}^{-2}$ ,  $J_2/J_1 = 1$ ,  $M_c/M_e = 0,5$  представлені зміни  $\omega_1$  і  $\omega_2$  за часом при різних  $\beta$ , а на рис. 3.8, б – зміни  $L_6/L_{60}$  від  $\beta$ ,  $J_2/J_1 = n$ ,  $M_c/M_e = m$ .

Використання параметра  $L_6/L_{60}$  дозволило виключити вплив  $\omega_{1\text{нач}}$  і  $J_2$  при аналізі роботи буксування, причому збільшення цих параметрів при прийнятих допущеннях суттєво збільшує роботу буксування. Збільшення  $\beta$  від 1 до 1,5...2 суттєво зменшує час буксування (рис. 3.8, а) і роботу буксування (рис. 3.8, б).

Подальше збільшення  $\beta$  призводить до несуттєвого зменшення часу й роботи буксування, у той час як зростають пропорційно  $\beta$  максимальні навантаження й габаритні розміри зчеплення.

При плавному включенні зчеплення мінімальна робота буксування виходить при  $\omega_1 = \omega_{1\text{min}} = \text{const}$ , що відповідає підтримці  $M_{\text{цл}} = M_e$  (рис. 3.7).

У реальних умовах максимальний момент при різкому включенні виявляється більше значення  $M_{\text{цл}\cdot\text{п}}$ , тому що зусилля, що стискає ведений диск, збільшується на величину, обумовлену ударом натискного диска у ведений. Для визначення максимального навантаження зазвичай рекомендується  $M_{\text{емак}}$  множити на коефіцієнт динамічності:

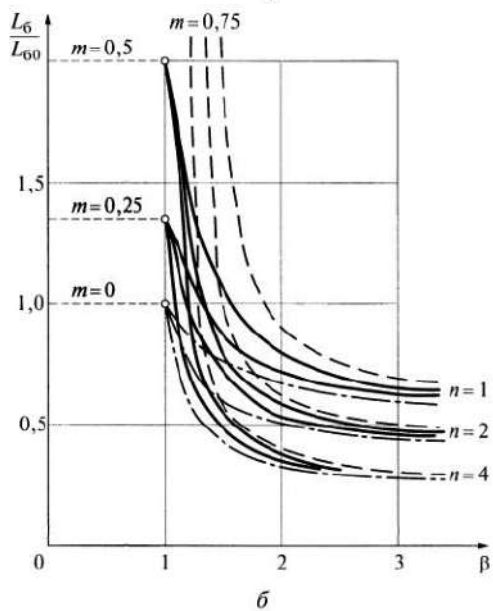
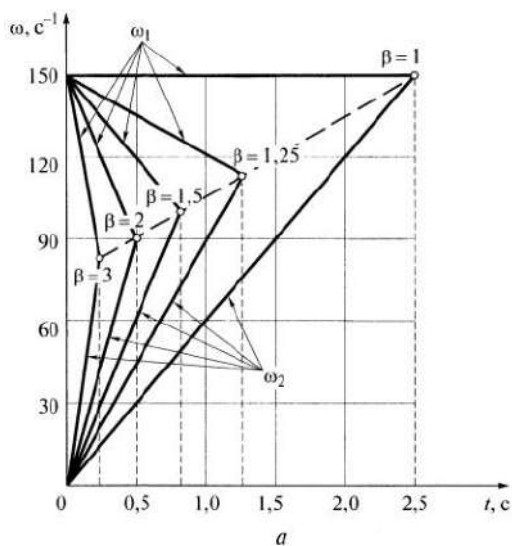
$$k_d = \beta(u_{\text{тр}} + 8)/u_{\text{тр}}. \quad (3.19)$$

Експерименти й розрахунки показали, що пружність деталей практично не впливає на роботу буксування, але може суттєво впливати на максимальні динамічні навантаження.

Зниження останніх забезпечується в порівнянні з лінійною зміною  $M_{\text{цл}} = f(t)$  поступовим зменшенням темпу включення  $k_1$  (крива  $M_{\text{цл}}$  виходить опуклістю нагору).

### 3.6 Робота буксування й розрахунки на нагрівання

Маючи залежності від часу величин  $M_{\text{цл}}$ ,  $\omega_1$  і  $\omega_2$ , можна визначити втрати енергії в зчепленні, що буксує, – роботу буксування, яка відповідає часу 1-го й 2-го етапів ( $T_6 = t_1 + t_2$ ):



а – зміна кутових швидкостей  $\omega_1$  і  $\omega_2$  зчеплення;  
 б – залежність роботи буксування зчеплення від  $\beta$

Рисунок 3.8 – Включення зчеплення «кидком»

$$L_{\text{б}} = \int M_{\text{цл}}(\omega_1 - \omega_2)dt, \quad (3.20)$$

Використовуючи залежність (3.20) і графік типу рис. 3.7, розбивши його на окремі ділянки, можна визначити роботу буксування. Для визначення роботи буксування можна також використовувати експериментальний запис або емпіричну формулу.

По роботі буксування можна розрахувати нагрів деталей зчеплення і оцінити його зносостійкість. Нагрівання деталей зчеплення для одного включення  $\Delta t^\circ$  нехтуючи відведенням теплоти в навколишнє середовище, можна визначити по залежності:

$$\Delta t^\circ = \gamma_{\text{д}} L_{\text{б}} / (c_{\text{д}} m_{\text{д}}), \quad (3.21)$$

де  $\gamma_{\text{д}}$  – коефіцієнт, що враховує частину теплоти, що йде на нагрів даної деталі ( $\gamma_{\text{д}} = 0,5$  для натискного диска однодискового зчеплення або для проміжного диска дводискового зчеплення);

$c_{\text{д}}$  – питома теплоємність чавуну або сталі;

$c_{\text{д}} = 482$  Дж/(кг·°С);

$m_{\text{д}}$  – маса даної деталі.

Перевірку на нагрівання роблять для тієї деталі ведучої частини зчеплення, яка має найменшу масу й найбільший  $\gamma_{\text{д}}$ . Зазвичай вважають, що значення  $\Delta t^\circ$  для одного включення не повинне перевищувати 10°С для одиночних автомобілів і 20°С для автопоїздів. При буксуванні практично вся теплота йде на нагрівання металевих деталей, але температура впливає на накладки ведених дисків.

Оцінку зносостійкості зчеплення можна робити за непрямим критерієм – величини питомої роботи буксування:

$$L_{\text{б,уд}} = L_{\text{б}} / (nF), \quad (3.22)$$

яка не повинна перевищувати 100 Дж/см<sup>2</sup> для одиночних автомобілів і 150 Дж/см<sup>2</sup> для автопоїздів.

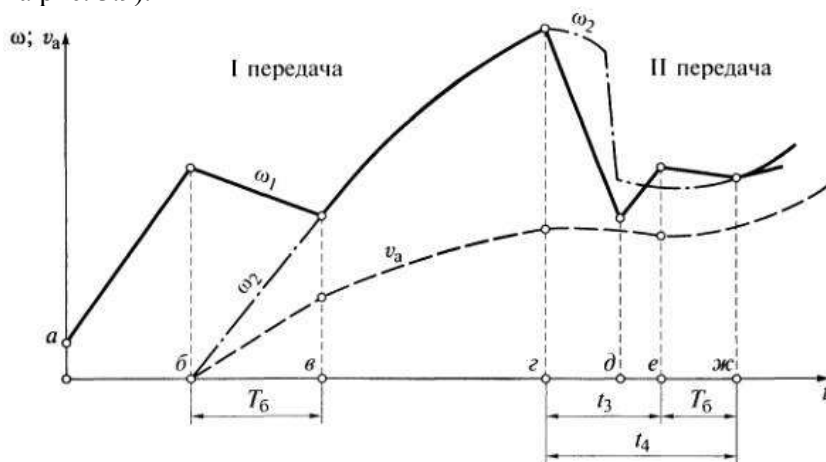
Зносостійкість зчеплення можна визначити при стендових випробуваннях, якщо задавати різні умови включення зчеплення, відповідні до різних умов експлуатації (приміське шосе, гірська

дорога, обласне місто і т.д.), з урахуванням коефіцієнта розподілу пробігу.

Використовуючи показники напруженості (питома робота буксування на 1 000 км пробігу) для різних умов експлуатації й коефіцієнти розподілу пробігу, можна виконати розрахунки зносостійкості (довговічності) зчеплення.

### Перемикання передач.

При перемиканні передач водій швидко натискає на педаль зчеплення й відпускає педаль подачі палива (точка г на рис. 3.9). Кутова швидкість  $\omega_1$  вала двигуна зменшується під дією гальмового моменту двигуна. Водій за допомогою важеля перемикає передачі й потім відносно швидко відпускає педаль зчеплення, злегка натискаючи на педаль подачі палива (точка д на рис. 3.9).



- а, б – початкові значення  $\omega_1$  і  $\omega_2$ ; в – кінець буксування зчеплення;  
 г – початок перемикання передач;  
 д – початок включення другої передачі;  
 е – включення зчеплення; ж – кінець буксування зчеплення

Рисунок 3.9 – Зміна кутових швидкостей  $\omega_1$  і  $\omega_2$  зчеплення при перемиканні передач

Однак результат розрахунків буде наближеним, середньостатистичним. Слід також зазначити, що для будь-якої передачі ККД дорівнює відношенню потужностей на веденій й

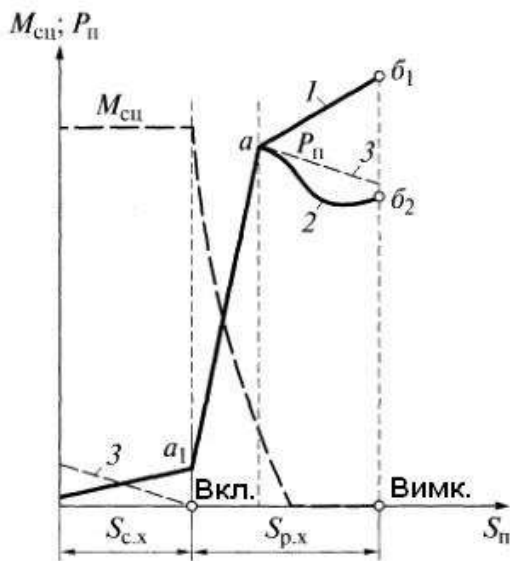
ведучій ланках, тобто  $\eta = N_2/N_1$ , але для зчеплення завжди  $M_1 = M_2$  тому для зчеплення що буксує,  $\eta_{\text{сц}} = \omega_2/\omega_1$ , для зчеплення, що не буксує,  $\eta_{\text{сц}} = 1,0$ .

У точці *ж* закінчується буксування зчеплення. Повний час перемикання передач –  $t_4$ , час руху автомобіля накатом –  $t_3$ , час буксування зчеплення –  $T_б$ .

Робота буксування зчеплення при перемиканні передач значно менше, чим при рушанні автомобіля з місця. Тривалий рух з виключеним зчепленням приводить до зайвого навантаження підшипників зчеплення.

### 3.7 Вимикання зчеплення

Вимикання зчеплення забезпечується натисканням на педаль зчеплення. Для виключення буксування доцільно робити швидке вимикання зчеплення. Зміна зусилля на педалі  $P_{\text{п}}$  залежно від її переміщення  $S_{\text{п}}$ , наведена на рис. 3.10.



- 1 – при периферійних пружинах; 2 – при діафрагменній пружині;
- 3 – при периферійних пружинах і пружинному підсилювачі

Рисунок 3.10 – Залежність зусилля  $P_{\text{п}}$  на педалі зчеплення від ходу  $S_{\text{п}}$  педалі:

З рис. 3.10 випливає, що максимальні статичні навантаження на деталі привода вимикання зчеплення при використанні кручених пружин (крива 7) відповідають виключеному стану зчеплення (точка  $b_1$ ), а при діафрагменній пружині (крива 2) – початку відводу натискного диска (точка  $a$ ).

На рис. 3.10 наведена також залежність  $M_{\text{сц}}$  від  $S_{\text{п}}$ . Теоретично момент зчеплення повинен зменшуватися до нуля як тільки починається відвід натискного диска від веденого. Деякий нахил вертикальних ділянок ліній  $P_{\text{п}}$  і  $M_{\text{сц}}$  (як показано на рис. 3.10) викликаний пружністю деталей привода вимикання зчеплення. Отже, і плавне включення зчеплення (плавне збільшення  $M_{\text{сц}}$ ) визначається не плавним переміщенням педалі зчеплення, а плавним зменшенням зусилля  $P_{\text{п}}$  від точки  $a$  до точки  $a_1$ .

### 3.8 Підсилювачі привода зчеплення

Найпростішим підсилювачем є іноді застосовуваний пружинний підсилювач (сервопружина). Один кінець пружини закріплений на кузові, інший з'єднаний з важелем, який закріплений на педалі в її осі повороту.

При відпущеній педалі зчеплення вісь пружини розташовується трохи вище осі педалі, притискаючи її до обмежника ходу. При натисканні на педаль вісь пружини завдяки важелю переміщується значно нижче осі педалі, зменшуючи зусилля на 20 % (лінія 3 на рис. 3.10).

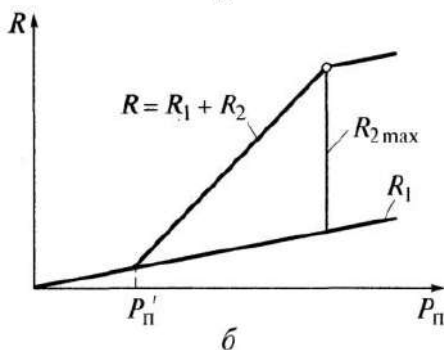
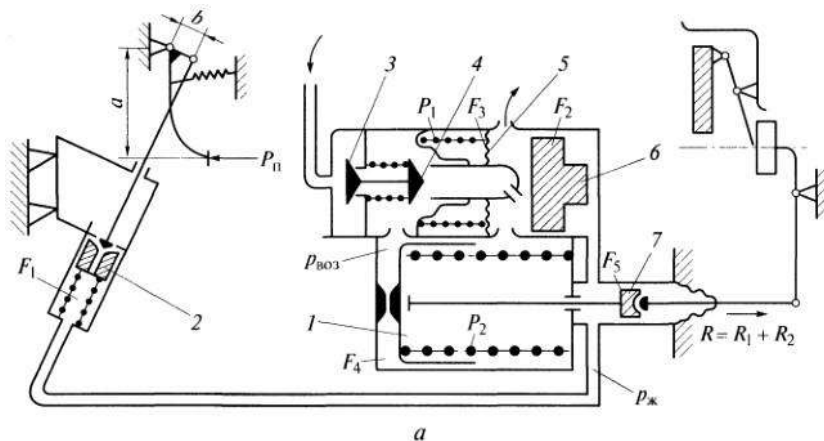
Пневматичний підсилювач КамАЗ (рис. 3.11) вбудований у гідропривод вимикання зчеплення, що складається з головного 2 і робочого 7 гідроциліндрів.

При відпущеній педалі впускний клапан 3 підсилювача закритий, атмосферний клапан 4 відкритий, сполучаючи ліву й праву порожнини пневмоциліндра 1 з атмосферою. При відсутності стисненого повітря в підсилювачі зусилля на штоку робочого циліндра:

$$R_1 = p_{\text{ж}} F_5 = P_{\text{п}} a F_5 / (b F_1), \quad (3.23)$$

де  $p_{\text{ж}}$  – тиск рідини;

$F_1$  і  $F_5$  – площі головного й робочого циліндрів.



а – схема; б – характеристика; 1 – пневмоциліндр; 2 – головний гідроциліндр; 3 – впускний клапан; 4 – атмосферний клапан; 5 – мембрана; 6 – поршень слідкуючого пристрою; 7 – робочий гідроциліндр;  $P_{\Pi}$  – зусилля на педалі зчеплення;  $R_1$  – зусилля від тиску рідини;  $R_2$  – зусилля, створюване підсилювачем;  $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5$  – площі циліндрів;  $p_{\text{воз}}$  – тиск повітря;  $p_{\text{ж}}$  – тиск рідини

Рисунок 3.11 – Пневматичний підсилювач зчеплення КамАЗ

При збільшенні зусилля на педалі, поршень 6 слідкуючого пристрою зрушує вліво рухливе сидло атмосферного клапана 4, долаючи зусилля пружини  $P_1$ .

Клапан 4 закривається, а клапан 3 відкривається, впускаючи порцію стисненого повітря. З підвищенням тиску повітря в



порожнині із площею  $F_3$  настапає рівноважний стан, обумовлений залежністю:

$$p_{\text{воз}}F_3 + P_1 - p_{\text{ж}}F_2 = 0, \quad (3.24)$$

при якому клапан 3 закривається. Таким чином, чим вище зусилля на педалі  $P_{\text{п}}$ , тим більше тиск повітря  $p_{\text{воз}}$  у порожнині із площею  $F_4$  пневмоциліндра 1, який створює зусилля:

$$R_2 = p_{\text{воз}}F_4 - P_2, \quad (3.25)$$

де  $P_2$  – зусилля пружини пневмоциліндра.

З урахуванням попередніх залежностей одержимо сумарне зусилля від тиску рідини й повітря:

$$R = R_1 + R_2 = P_{\text{п}}aF_5/bF_1 + [P_{\text{п}}aF_2F_4/(bF_1F_3) - P_1F_4/F_3 - P_2] \quad (3.26)$$

Зчеплення буде виключено при  $R_{\text{сч}}/(df) > P$ , де  $c/d$  і  $e/f$  – співвідношення плечей важелів зчеплення;  $P$  – зусилля периферійних пружин зчеплення. Для підсилювача КамАЗ  $R = 1\ 100 \dots 1\ 300$  Н при  $P_{\text{п}} = 75 \dots 90$  Н.

### **Робочий процес комбінованого зчеплення (фрикційного з гідродинамічною передачею).**

Особливості робочого процесу комбінованого зчеплення в основному полягають у наступному. При рушанні з місця спочатку включається фрикційне зчеплення при  $\omega_{1x,x}$ . При цьому роботу буксування в ньому можна визначити по залежності:

$$L_{\text{б.ф}} = J_{11}\omega_{1x,x}^2/2, \quad (3.27)$$

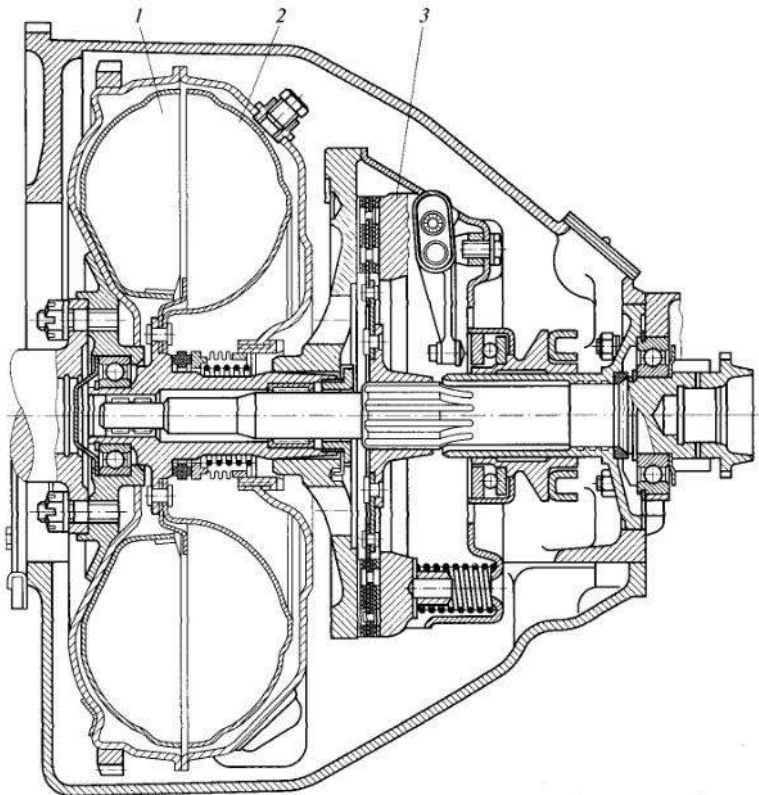
де  $J_{11} = (0,6 \dots 0,8)J_1$

Робота буксування в кілька разів менша, чим під час включення зчеплення за умови  $\omega_1 = \omega_{1\text{min}} = \text{const}$  (рис. 3.7). Потім при натисканні на педаль подачі палива забезпечується плавний розгін автомобіля. При цьому роботу буксування бере на себе гідродинамічна передача.

Комбіноване зчеплення в комбінації з механічною коробкою

передач являє собою гідромеханічну коробку передач (ГМП) типу ГЗК (гідродинамічна передача – зчеплення – коробка передач).

Вперше такі ГМП із гідромуфтою застосовувалися приблизно з 1930 р. фірмою «Даймлер» для легкових автомобілів і автобусів Англії. ГМП типу ГЗК випускалися у багатьох країнах, у тому числі й у СРСР (для автомобілів ГАЗ-12 (ЗИМ) – рис. 3.12 і МАЗ-525).



1 – насосне колесо гідромуфти;  
2 – турбінне колесо гідромуфти; 3 – зчеплення

Рисунок 3.12 – Гідромеханічна передача типу гідротрансформатор-зчеплення-коробка передач автомобіля ЗИМ (коробка передач не показана)

Пізніше в ГМП типу ГЗК, замість гідромуфти стали застосовувати гідротрансформатор. У СРСР експериментальний зразок ГМП типу ГЗК із гідротрансформатором ЗИЛ-111 був виготовлений і пройшов випробування на автомобілі ЗИЛ-157 в 1957 р. ГМП типу ГЗК, розроблена в НАМИ, випускалася з 1979 р. для Брянського автомобільного заводу.

У ГМП типу ГЗК використовуються переваги гідродинамічної передачі, які в основному полягають в ефективному гасінні крутильних коливань і зниженні динамічних навантажень (це зазвичай забезпечує збільшення терміну служби до капітального ремонту двигуна й агрегатів трансмісії в 1,5÷2 рази), а також у забезпеченні плавного рушання з місця. У сучасних ГМП, у тому числі й типу ГЗК застосовують гідротрансформатор, блокований на вищих передачах.

### **3.9 Автоматизація керування зчепленням**

Застосування напівавтоматичних (зазвичай із сигналом на вимикання або включення від важеля перемикання передач) або автоматичних (зазвичай відцентрових) фрикційних зчеплень, дозволяє суттєво спростити керування автомобілем, усунувши педаль зчеплення, і приблизно в 1,5÷2 рази й більше, зменшити роботу буксування при рушанні автомобіля з місця.

До автоматичних зчеплень можна віднести відцентрові зчеплення, наприклад колодкові. При збільшенні кутової швидкості вала двигуна закріплені на маховику колодки під дією відцентрових сил притискаються до внутрішньої циліндричної поверхні веденого барабана. При зменшенні кутової швидкості вала двигуна зворотні пружини відводять колодки від барабана.

До напівавтоматичних зчеплень можна віднести, наприклад, зчеплення із зусиллям включення, забезпечуваним електромагнітом. При подачі струму через щітки в кільцеву обмотку електромагніту, що перебуває в маховику, до останнього притягається натискний диск.

При цьому зажимається ведений диск, що перебуває між маховиком і натискним диском. Якщо ланцюг електромагніту розімкнути, пружини відсунуть натискний диск від веденого. Плавність включення забезпечується поступовим наростанням струму в електромагніту.

Мінімальною робота буксування виходить (при різних  $\omega_2$ ) при мінімальному й постійному значенні  $\omega_1 = \omega_{1\min}$  у процесі буксування. Цього можна досягти, забезпечуючи  $M_{\text{сц}} = M_e$  за допомогою автоматичної системи керування (АСУ).

Без АСУ водій, навіть якби він одержував інформацію про значення моментів, цього забезпечити не може, тим більше, що звичайний час буксування  $T_b = 1...2$  с. Тому, побоюючись зупинки двигуна, водій включає зчеплення при завищеному значенні  $\omega_{1\text{нач}}$ .

При гідравлічному приводі вимикання зчеплення, змінюючи за допомогою клапанів керування тиск у робочому циліндрі, з'єднаному з вилкою вимикання, можна регулювати зусилля включення, а виходить, і переданий зчепленням момент  $M_{\text{сц}}$ .

Виходячи з необхідності забезпечити найменшу роботу буксування й залишаючи водієві можливість установлювати різну інтенсивність розгону, слід підтримувати в процесі буксування  $\omega_1 = \omega_{1\min} = \text{const}$ , що відповідає умові  $M_{\text{сц}} = M_e$ .

Педалі зчеплення немає. Водій задає необхідну інтенсивність розгону, натискаючи на педаль подачі палива й тим самим змінюючи  $M_{\text{сц}} = M_e$ . Електронний блок, що має високу швидкодію, одержує інформацію про величину  $\omega_1$  за допомогою клапанів керування змінює тиск у робочому циліндрі, витримуючи  $\omega_1 = \omega_{1\min} = \text{const}$  з необхідною точністю.

### 3.10 Розрахунки на працездатність

**Розрахункові навантаження.** Для деталей зчеплення приймають:

$$M_{\text{сц}} = k_d M_{e \text{ max}}, \quad (3.28)$$

що відповідає різкому включенню зчеплення. Для деталей привода вимикання зчеплення приймають максимальне зусилля пружин (рис. 3.10), а від педалі до упору – умовне розрахункове навантаження  $P_{\text{пр}} = 400$  Н.

**Матеріали.** Маховик, натискний диск, проміжний диск дводискового зчеплення зазвичай виготовляють литтям із сірого чавуну СЧ 21-40, СЧ 24-44 твердістю 143...241 НВ. Кожух зчеплення – штампований зі сталевого низьковуглецевого листа –

сталь 08 або 10.

Ведені диски – зі сталевого середньовуглецевого листа марки 50, 65, 85 твердістю 38...52 HRC. Фрикційні накладки виготовляють зі спеціальної безазбестової суміші (волокна «Кевлар» і т.п.). Пружини – із пружинної сталі 65Г, 85Г твердістю 38...45 HRC. Деталі привода – зі сталі 20, 45 або ковкого чавуну КЧ 35-10, КЧ 45-6.

**Розрахунки.** При проектному розрахунку зчеплення вибирають коефіцієнт запасу зчеплення  $\beta$  і визначають зовнішній радіус веденого диска  $R$  по рівняннях (3.2) і (3.4), знаючи  $\beta$ ,  $M_{e \max}$  і задавшись  $r_0$ ,  $a_{\kappa}$ ,  $\mu_0$ ,  $r/R$ , або по емпіричних формулах. Потім визначають  $r$  і  $r_{\text{ср}}$ . При перевірочному розрахунку геометричні параметри відомі.

Знаходять зусилля пружин  $P$  і уточнюють значення  $r_0$ . Визначають роботу буксування  $L_b$ , питому роботу буксування  $L_{b \cdot \text{уд}}$ , підвищення температури  $\Delta t$  за одне включення зчеплення. Отримані значення порівнюють із припустимими. Визначають геометричні параметри пружин, що забезпечують включення зчеплення.

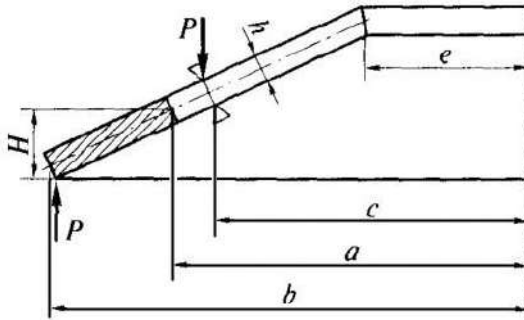


Рисунок 3.13 – Розрахункова схема діафрагмової пружини

Визначають зусилля  $P_{\text{п}}$  і хід  $S_{\text{п}}$  педалі й порівнюють із припустимими значеннями. Шліци веденого диска перевіряють на зминання, важелі вимикання зчеплення – на вигин.

**Циліндрична натискна пружина.** Зусилля однієї пружини:

$$P_{\text{цпр}} = P/z_{\text{цпр}} = fGd_{\text{п}}^4/(8n_{\text{р.в}}D_{\text{в}}^3), \quad (3.29)$$

де  $Z_{\text{пр}}$  – число пружин;  
 $f$  – деформація пружини;  
 $G$  – модуль пружності другого роду (при крутінні),  
 $G = 8,5 \cdot 10^4$  МПа;  
 $d_{\text{п}}$  – діаметр дроту;  
 $n_{\text{р.в}}$  – число робочих витків;  
 $D_{\text{в}}$  – середній діаметр витка.

Напруга крутіння  $\tau = 8P_{\text{пр}}D_{\text{в}}/(\pi d_{\text{п}}^3)$ ,  $[\tau] = 900$  МПа.

**Діафрагменна натискна пружина.** Зусилля пружини

$$P = 0,17\pi E h f \left\{ m(H - A)(H - A/2) + m h^2 \right\} / (b - c)^2, \quad (3.30)$$

де  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа – модуль пружності першого роду;  
 $H, h$  – висота й товщина пружини, причому  $h = 2 \dots 2,5$  мм для легкових автомобілів і  $3 \dots 5$  мм для вантажних автомобілів;  
 $A = f(b-a)/(b-c)$ ,  $m = b/a$ .

Інші розміри показані на рис. 3.13. Графік  $P=f(f)$  представлений на рис. 3.3 (лінія 5). Пелюстки пружини випробовують найбільшу напругу вигину в основі, коли при вимиканні зчеплення зусилля  $P$  прикладене на відстані  $e$ :

$$\sigma_{\text{и}} = P_{\text{вык}}(a - e)/(n_{\text{л}} W_{\text{и}}), \quad [\sigma_{\text{и}}] = 2000 \text{ МПа}, \quad (3.31)$$

де  $n_{\text{л}}$  – число пелюсток;  
 $W_{\text{и}}$  – момент опору в небезпечному перерізі.

**Маточина веденого диска.** Шліци маточини розраховують на зминання й на зріз:

$$\sigma_{\text{см}} = P_{\text{щ}}/(F_{\text{щ}} a_{\text{щ}}) \leq [\sigma_{\text{см}}] = 30 \text{ МПа}, \quad (3.32)$$

$$\tau = P_{\text{щ}}/(i_{\text{щ}} l_{\text{щ}} b_{\text{щ}} a_{\text{щ}}) \leq [\tau] = 15 \text{ МПа}, \quad (3.33)$$

де

$$P_{\text{щ}} = M_{\text{е max}} \beta / r_{\text{ср.щ}}, \quad (3.34)$$

$$r_{\text{ср.ш}} = (d_{\text{н}} + d_{\text{в}})/4, \quad (3.35)$$

$$F_{\text{ш}} = 0,5(d_{\text{н}} - d_{\text{в}})l_{\text{ш}}i_{\text{ш}}, \quad (3.36)$$

$l_{\text{ш}}$  – довжина шліців;

$i_{\text{ш}}$  – кількість шліців;

$a_{\text{ш}}=0,75$  – коефіцієнт точності прилягання шліців;

$d_{\text{н}}, d_{\text{в}}$  – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри шліців;

$b_{\text{ш}}$  – ширина шліців.

**Важелі вимикання зчеплення.** Розрахунки роблять на вигин від дії сили, прикладеної до кінців важелів при вимиканні зчеплення з периферійними пружинами:

$$\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}}/W_{\text{и}}, [\sigma_{\text{и}}] = 300 \text{ МПа} \quad (3.37)$$

де згинальний момент визначається по формулі:

$$M_{\text{и}} = P_{\text{мв}}f/n_{\text{р}} = Pa_{\text{вык}}e/n_{\text{р}}, \quad (3.38)$$

$Pa_{\text{вык}}$  – зусилля пружин при виключеному зчепленні;

$e, f$  – плечі важеля (рис. 3.2, б);

$W_{\text{и}}$  – момент опору вигину ( $W_{\text{и}} = bh^2/6$  для прямокутного перетину при  $h > b$ ).

**Пластини кріплення натискного диска.** Натискний диск зазвичай приєднується до кожуха зчеплення трьома або чотирма рівномірно розташованими по окружності пакетами тангенціальних пластин. Найбільша напруга пластин (від вигину й тангенціальної сили):

$$\sigma_{\text{max}} = 3z_{\text{нж}}Fh/l^2 + M_{\text{е}}(6z_{\text{нж}}/h + l)/(inRbh), \quad (3.39)$$

$$[\sigma_{\text{max}}] = 1000 \text{ МПа}, \quad (3.40)$$

де  $z_{\text{нж}}$  – осьовий зсув пластин;

$F = M_{\text{е}}/R$  – тангенціальна сила;

$M_{\text{е}}$  – момент двигуна;

$R$  – радіус кріплення пластин;

$h, b, l$  – відповідно товщина, ширина, робоча довжина (відстань між точками кріплення) пластин;

$i$  – кількість пластин у пакеті;

$n$  – число пакетів пластин.

**Робота буксування зчеплення.** Розрахунки проводяться за допомогою рівняння (3.20) і графіка типу рис. 3.7, розділеного на окремі ділянки. Для визначення роботи буксування замість графіка типу рис. 3.7 можна використовувати експериментальний запис крутних моментів і кутових швидкостей при рушанні автомобіля. Нарешті, можна скористатися емпіричною формулою:

$$L_{\text{б}} = 1,5J_2\omega_e b / (1 - M_c / M_{e \text{ max}}), \quad (3.41)$$

де  $J_2 = \delta' m_a r_k^2 / u_{\text{тр}}^2$  – момент інерції автомобіля, наведений до відомого диска зчеплення, Н·м·с<sup>2</sup>, як і в рівнянні (3.13);  
для дизелів:

$$\omega_e = 0,75\omega_N, \quad (3.42)$$

для бензинових двигунів:

$$\omega_e = \omega_N / 3 + 150, \quad (3.43)$$

$b = 0,72$  для дизелів,  $b = 1,23$  для бензинових двигунів;  
момент опору руху автомобіля, Н м:

$$M_c = \psi m_a g r_k / (u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}), \quad (3.44)$$

як і в рівнянні (3.13), приймають  $\psi = 0,02$ .

Розрахунки виконують для першої передачі, а для вантажних одиночних автомобілів – для другої передачі.

**Нагрівання деталей зчеплення.** Розрахунки роблять для одного включення, зневажаючи відводом теплоти в навколишнє середовище, по залежності (3.21), порівнюючи  $\Delta t^{\circ}\text{C}$  [ $\Delta t^{\circ}$ ]  $\leq 10^{\circ}\text{C}$  – для одиночних автомобілів і [ $\Delta t^{\circ}$ ]  $\leq 20^{\circ}\text{C}$  – для автопоїздів.

**Зносостійкість зчеплення.** Оцінюють за непрямим критерієм – питомій роботі буксування  $L_{\text{б,уд}}$  – рівняння (3.22), порівнюючи  $L_{\text{б,уд}}$  з [ $L_{\text{б,уд}}$ ]  $\leq 100$  Дж/см<sup>2</sup> – для одиночних автомобілів і [ $L_{\text{б,уд}}$ ]  $\leq 150$  Дж/см<sup>2</sup> – для автопоїздів.



## Питання для самоперевірки

1. У чому полягають особливості робочого процесу фрикційного зчеплення?
2. Яка вихідна характеристика фрикційного зчеплення?
3. Як класифікують зчеплення?
4. Перелічіть вимоги до зчеплень.
5. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до зчеплень?
6. У чому полягають особливості схеми сил, що діють на деталі зчеплення?
7. Для якої деталі зчеплення роблять перевірку на нагрівання?
8. Як виглядає залежність зусилля на педалі й моменту, переданого зчепленням, від ходу педалі зчеплення?
9. При яких умовах крутний момент на поверхнях тертя фрикційного зчеплення більше моменту двигуна?
10. Як забезпечується автоматизація фрикційного зчеплення й що це дає в експлуатації?
11. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних деталей фрикційного зчеплення.
12. Як роблять оцінку зносостійкості зчеплення?
13. Як розраховують шліци маточини веденого диска зчеплення?
14. Як визначити зусилля діафрагменної натискної пружини?
15. Як влаштований найпростіший підсилювач привода зчеплення?

## 4 КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

### 4.1 Класифікація коробок передач

Коробка передач призначена для зміни передаточного числа трансмісії з метою одержання сил тяги на ведучих колесах і швидкостей руху автомобіля в більш широких межах, чим це може бути здійснене за рахунок зміни режимів роботи двигуна.

Крім того, коробка передач дозволяє здійснити рух автомобіля заднім ходом і роз'єднати вал двигуна й ведучі колеса на тривалий час, необхідний при роботі двигуна на стоянці або при русі накатом.

**Передаточне число**  $u_{к.п}$  (кінематичне) визначається як відношення кутової швидкості ведучого вала  $\omega_1$  до кутової швидкості веденого вала  $\omega_2$ ; діапазон передаточних чисел:

$$D_{к.п} = u_{к.п.н} / u_{к.п.в}, \quad (4.1)$$

де  $u_{к.п.н}$ ,  $u_{к.п.в}$  – передаточне число відповідно нижчої й вищої передач.

Із усього різноманіття **класифікаційних ознак** відзначимо тільки самі основні:

- по способу зміни передаточного числа: східчасті (з розривом або без розриву силового потоку), безступінчасті, комбіновані;
- по характеру зв'язку між ведучим і веденим валами: механічні, гідравлічні, електричні, комбіновані;
- по способу керування: неавтоматичні (зазвичай із впливом водія на важіль), напівавтоматичні, автоматичні, з комбінованим керуванням.

Механічні східчасті коробки передач (вони зазвичай складаються із зубчастих механізмів), що одержали на автомобілях найбільше поширення, крім того, розділяють:

- по типу зубчастих механізмів: з нерухливими осями зубчастих коліс, з рухливими осями деяких зубчастих коліс – сателітів (планетарні), комбіновані;
- по числу передач переднього ходу: двох, трьох, чотириступінчасті і т.д.;
- по числу й розташуванню валів: двохвальні, трьохвальні

співвісні або неспіввісні, багатовальні з нижнім розташуванням відомого вала і т.д.;

- способу включення передач: ковзними зубчастими колесами, зубчастими муфтами із синхронізаторами або без них, фрикціонами.

Крім основної коробки передач на деяких автомобілях застосовуються додаткові коробки передач: демультиплікатор, дільник і т.п.

## 4.2 Вимоги до коробок передач

До коробок передач пред'являються наступні основні вимоги:

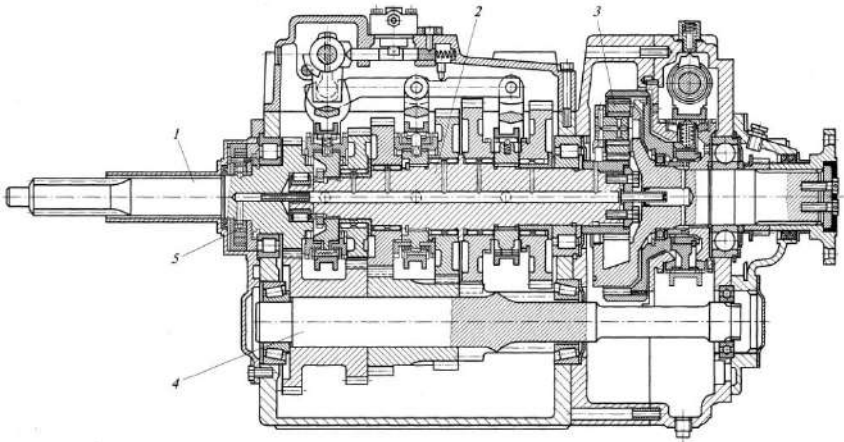
- забезпечення високих тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля;
- високий ККД у робочому діапазоні передаточних чисел (зменшує витрати палива);
- мінімальні вібрації й шум (поліпшують комфортабельність автомобіля);
- зручність і легкість керування;
- відбір потужності для привода додаткового устаткування (у коробках передач спеціальних і вантажних спеціалізованих автомобілів).

Крім того, до коробок передач, як і до інших механізмів автомобіля, пред'являють також загальні вимоги: забезпечення мінімальних розмірів і маси, висока надійність, мінімальне обслуговування, технологічність.

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до коробок передач.

**Високий ККД.** У механічних сідчастих коробках передач високий ККД забезпечується мінімальною кількістю зачеплень для передач переднього ходу: два для трьохвальних співвісних (рис. 4.1), і одне для двохвальних (рис. 4.2), високою якістю виготовлення зубів шестірень, застосуванням підшипників кочення, підвищенням твердості основних деталей.

У гідромеханічних коробках передач – застосуванням планетарних механізмів, блокуванням гідротрансформатора, заходами, що знижують величину відбору потужності на систему керування.



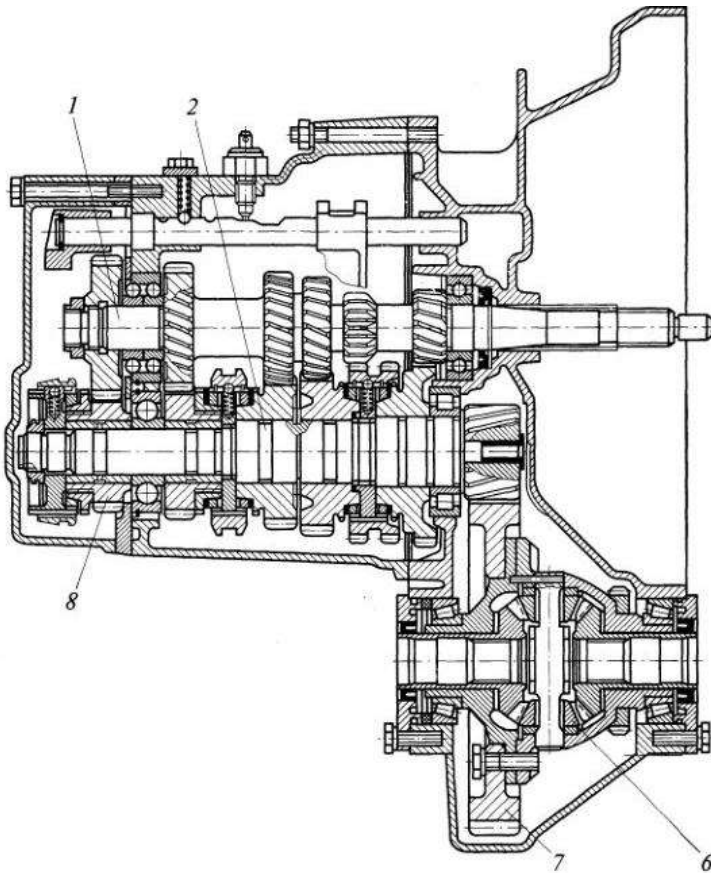
1 – ведучий вал; 2 – ведений вал; 3 – планетарний демультіплікатор;  
4 – проміжний вал; 5 – насос для змащення шестірень і підшипників

Рисунок 4.1 – Трьохвальна дев'ятиступінчаста коробка передач з демультіплікатором вантажного автомобіля

Високий ККД у робочому діапазоні передаточних чисел, тобто при тривалому русі, необхідно забезпечити в безступінчастих або комбінованих передачах.

**Мінімальні вібрації й шум.** Ця вимога насамперед відноситься до коробок передач легкових автомобілів. Забезпечується збільшенням міжосьової відстані, оребренням картера, зменшенням відстані між опорами валів, збільшенням діаметрів валів та іншими заходами, що підвищують жорсткість основних деталей, а також підвищенням якості виготовлення шестірень.

**Зручність і легкість керування.** Зручність, як і для будь-якого органа керування, визначається зазвичай двома факторами: зручним розташуванням важеля перемикання передач (рукоятки контролера), величиною його повного ходу, який не повинен перевищувати 100÷200 мм у двох взаємно-перпендикулярних напрямках. Однак при використанні роздавальних коробок і додаткових коробок передач (дільників, демультіплікаторів) застосовують додаткові органи керування.



1 – ведучий вал; 2 – ведений вал; 6 – міжколісний диференціал;  
7 – головна передача; 8 – ведена шестірня  
підвищувальної (п'ятої) передачі

Рисунок 4.2 – Двохвальна п'ятиступінчаста коробка  
передач легкового автомобіля

Часто автоматичні коробки передач мають додаткові органи керування для зміни режимів перемикання передач. Легкість визначається невисокими значеннями зусилля (не вище 100 Н), необхідного для переміщення важеля перемикання передач.

**Відбір потужності.** У коробках передач відбір потужності

передбачається для приводу додаткового устаткування й здійснюється зазвичай від додаткової прямозубої шестірні на проміжному валу через лівий або правий люки в картері коробки передач, до яких приєднується коробка відбору потужності.

Для конструкцій сучасних коробок передач характерне застосування включення першої передачі й заднього ходу зубчастими муфтами (рис. 4.1) замість ковзних шестерень (у коробок передач легкових автомобілів часто перша передача, як і інші передачі переднього ходу, має синхронізатор (рис. 4.2), а передача заднього ходу вимикається виводом із зачеплення проміжної шестірні, що забезпечує зниження рівня шуму).

У коробках передач вантажних автомобілів з дизелем часто застосовують додаткові коробки передач (дільники або демультіплікатори – рис. 4.1). У коробках передач легкових автомобілів використовують комплекс заходів для зниження вібрацій і шуму й, як правило, застосовують додаткову підвищувальну передачу для поліпшення паливної економічності.

### **4.3 Робочий процес механічної східчастої коробки передач**

Розглянемо робочий процес механічної східчастої коробки передач (із зубчастим механізмом с нерухливими осями зубчастих коліс).

Для коробки передач, що працює спільно зі зчепленням, можна виділити, як і для зчеплення, чотири стани:

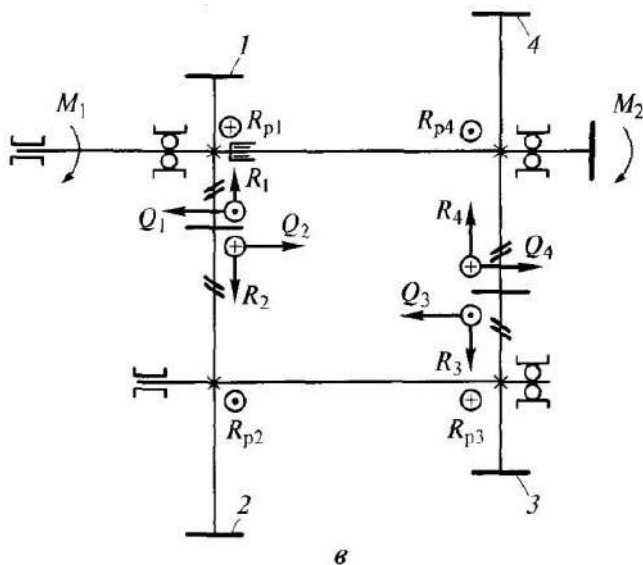
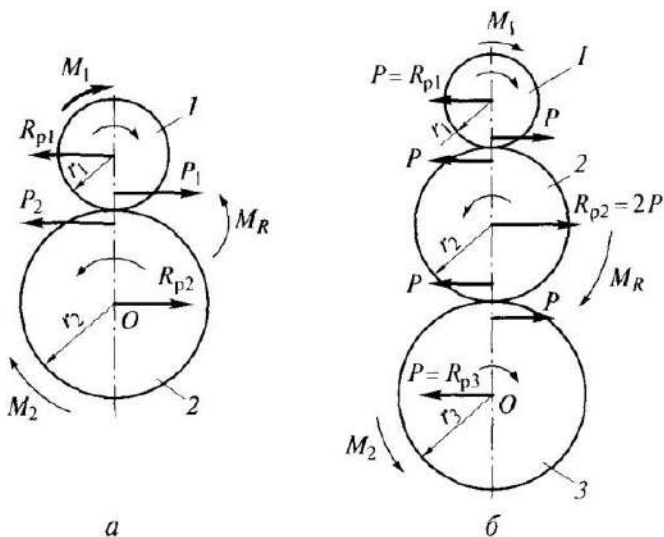
- включення передачі;
- включений стан;
- вимикання передачі;
- виключений стан (нейтраль).

#### ***Включений стан коробки передач.***

Для опису робочого процесу використовуємо залежності  $\Sigma P=0$  і  $\Sigma M=0$ . Зовнішніх моментів три:  $M_1$  – на ведучому валу,  $M_2$  – на веденому валу й  $M_R$  – сприйманий картером реактивний момент, існування якого пояснює нерівність  $M_2 \neq M_1$ .

На рис. 4.3, а нанесені активні сили: діюча  $P_2$  і протидіюча  $P_1 = M_1/r_1 = P_2$ , а також реакції від цих сил  $R_{p1}$  і  $R_{p2}$ , що діють через опори на картер.

З балансу моментів щодо осі 0:  $M_R = R_{p1} (r_2 + r_1) = M_2 + M_1$ .



а – при двох зубчастих колесах; б – при трьох зубчастих колесах;  
 в – трьохвальної співвісної зубчастої передачі;  $P$  – окружна сила;  
 $Q$  – осьова сила;  $R$  – радіальна сила;  $R_p$  – реактивна сила

Рисунок 4.3 – Схеми сил в зубчастих передачах

Аналогічно для рис. 4.3, б  $M_R = R_{p2} (r_2 + r_3) - R_{p1} (r_1 + 2r_2 + r_3) = M_2 - M_1$ . З рис. 4.3, а, б випливає, що при обертанні веденого й ведучого валів в одному напрямку  $M_R = M_2 - M_1$  а при обертанні в різних напрямках  $M_R = M_2 + M_1$ , тобто в останньому випадку реактивний момент дорівнює сумі моментів на веденому й ведучому валах.

#### 4.4 Навантаження, що діють на зубчасті колеса і вали

Якщо зубчасті колеса косозубі (рис. 4.3, в), то на кожне з них діють сили: окружна  $P = M/r$ , радіальна  $R = P \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \beta$  і осьова  $Q = P \operatorname{tg} \beta$ , де  $M$  – крутний момент підведений до даного зубчастого колеса;  $r$  – радіус дільної окружності даного зубчастого колеса;  $\alpha$  – кут зачеплення;  $\beta$  – кут спіралі зубів.

Одна з опор на кожному валу сприймає, крім радіальної, ще й осьове навантаження. Якщо напрямок нахилу спіральної лінії зубів у зубчастих коліс 2 і 3 однаковий, тоді, враховуючи, що  $P_2 r_2 = P_3 r_3$ , осьове навантаження на проміжному валу можна зрівноважити ( $Q_2 + + 2z = 0$ ), прийнявши  $\operatorname{tg} P_3 = \operatorname{tg} \beta_2 r_3 / r_2$ .

Вали навантажені крутним і згинальним моментами, що визначає підвищені вимоги до їхньої жорсткості. Навантаження викликають лінійну  $f$  і кутову в деформації  $\gamma$  валів як у площині ZOХ, що проходить через осі валів, так і в перпендикулярній їй площини YOХ (рис. 4.4) у точці 1 –  $\gamma_1$  і  $f_1$ , у точці 2 –  $\gamma_2$  і  $f_2$ , сумарна кутова деформація  $\gamma_{1-2}$ .

Наприклад, для ведучого вала:

$$f_1 = (R_1 + B'_B) b_1^2 (a_1 + b_1) / (3EJ) - Q_1 r_1 b_1 (2a_1 + 3b_1) / (6EJ), (4.2)$$

$$\gamma_1 = (R_1 + B'_B) b_1 (2a_1 + 3b_1) / (6EJ) - Q_1 r_1 (a_1 + 3b_1) / (3EJ), (4.3)$$

де  $J = \pi d^4 / 64$  – осьовий момент інерції перетину вала.

Деформація валів призводить до збільшення зношування зубів, навантажень на опори й гучності коробки передач. Допускається деформація вала  $f$  і  $f'$  під зубчастим колесом не більше 0,1 мм,  $\gamma$  і  $\gamma'$  – не більше 0,002 рад  $\approx 0,1^\circ$ . У сучасних коробок передач для легкових автомобілів вимоги більш жорсткі.

Розрахунки зубчастих коліс (на вигин і контактну міцність) і валів (на результуючу напругу й жорсткість) не мають



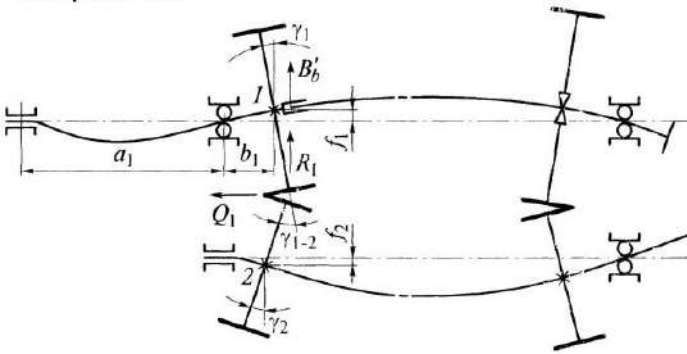
відмінностей від розрахунків, прийнятих у загальному машинобудуванні.

**Підшипники коробки передач.** Підшипники перевіряють на динамічну вантажопідйомність, що відповідає розрахункам на довговічність по утомній міцності. Методика розрахунків така ж, як у загальному машинобудуванні, але з деякими особливостями. Динамічна вантажопідйомність підшипника:

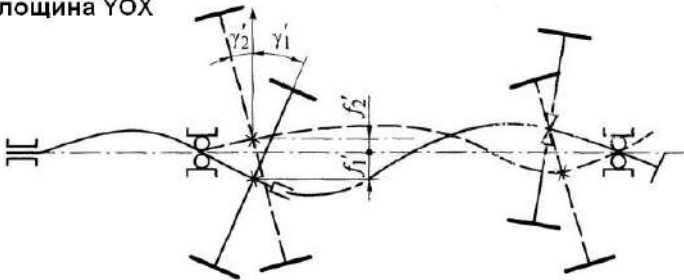
$$C = R_3 \sqrt[3]{L}, \quad (4.4)$$

де  $R_3$  – еквівалентне навантаження.

Площина ZOX



Площина YOX



$f$  – лінійна деформація;  $\gamma$  – кутова деформація

Рисунок 4.4 – Деформація валів трьохвальної співвісної коробки передач

Динамічну вантажопідйомність  $S$  визначають за каталогом і порівнюють зі значенням, отриманим за рівнянням (4.4); показник ступеня приймають  $p = 3$  для кулькових і  $p = 3,33$  для роликів підшипників; ресурс (в млн. об.):

$$L = \sum L_i, \quad L_i = \alpha_i S / (2\pi r_k u_{\text{пр}i} \cdot 10^6), \quad (4.5)$$

де  $S$  – ресурс (в тис. км) коробки передач до кап. ремонту;  
 $u_{\text{пр}i}$  – передавальне число на  $i$ -й передачі від даного підшипника до осі ведучого колеса;

$\alpha_i = S_i/S$  – пробіг автомобіля, в частках від одиниці  $\sum \alpha_i = 1$  на  $i$ -й передачі;

$R_3$ - еквівалентне динамічна навантаження.

Орієнтовно можна приймати:

для легкових автомобілів:  $S=125$  (особливо малий клас), 150 (малий клас), 250 (середній клас) тис. км;  $\alpha_i = 0,01, 0,04, 0,20, 0,75$  для 1-, 2-, 3-, 4-ї передач відповідно;

вантажних автомобілів і автобусів:  $S=500$  тис. км;  $\alpha_i=0,006, 0,018, 0,076, 0,20, 0,70$ ; для автомобілів-самоскидів:  $\alpha_i=0,04, 0,11, 0,18, 0,26, 0,41$  для 1-, 2-, 3-, 4-, 5-ї передач відповідно.

Еквівалентне навантаження визначають по формулі:

$$R_3 = \sqrt[p]{(R_1^p L_1 + R_2^p L_2 + \dots + R_n^p L_n) / L}, \quad (4.6)$$

де  $R_1, R_2, \dots, R_n$  – еквівалентні навантаження на кожній передачі, визначальні по залежності:

$$R_i = (XVF_p + YF_a) K_6 K_T, \quad (4.7)$$

де  $F_p, F_a$  – відповідно радіальне й осьове навантаження;

$X, Y$  – коефіцієнт відповідно радіального й осьового навантаження (по каталогу);

$V$  – коефіцієнт обертання кільця радіально-упорних підшипників, зовнішнього  $V=1$  або внутрішнього  $V=1,2$ , для радіальних підшипників  $V=1$ ;

$K_6$  – коефіцієнт безпеки ( $K_6=1$ );

$K_T$  – коефіцієнт температури ( $K_T=1,1$  при  $150^\circ\text{C}$ ).

При розрахунках  $R_1, R_2, \dots, R_n$  за розрахунковий момент на ведучому валу приймають  $M_{1з} = b_M M_{e\max}$ , причому значення  $b_M < 1$  беруть залежно від питомої потужності:

$$N_{уд} = N_{e\max}/m_a, \text{ кВт/т}, \quad (4.8)$$

$$b_M = b_{1M} + b_{2M}N_{уд} + b_{3M}N_{уд}^2, \quad (4.9)$$

де  $m_a$  – повна маса автомобіля, т:

$$b_{1M} = 0,96; \quad b_{2M} = -0,012; \quad b_{3M} = 4 \cdot 10^{-5}$$

**Передаточні числа й ККД.** Передаточні числа (кінематичні) при нерухливих осях зубчастих коліс і зовнішньому зачепленні можна визначати по вираженню:

$$u_m = (-1)^n z_2/z_1 z_4/z_3 \dots z_{2n}/z_{2n-1}, \quad (4.10)$$

де  $n$  – число зчеплень, через які на даній передачі передається потужність;

$z$  – кількість зубів зубчастих коліс.

Коефіцієнт корисної дії коробки передач:

$$\eta = \eta_з \eta_n \eta_{см}, \quad (4.11)$$

де  $\eta_з$  – ККД зубчастого механізму;

$\eta_n$  – коефіцієнт, що враховує втрати в підшипниках;

$\eta_{см}$  – коефіцієнт, що враховує витрати потужності на змащення (розбризкуванням або під тиском).

Для автомобільних коробок передач зазвичай  $\eta = 0,98 \dots 0,99$  – на прямій,  $0,97 \dots 0,98$  – на понижувальні й  $0,95 \dots 0,96$  – на першій передачах. Приблизно можна приймати

$$\eta = \eta_{н.з}^n, \quad (4.12)$$

де  $\eta_{н.з} = 0,975$  – трохи зменшений, з обліком  $\eta_n$  і  $\eta_{см}$ , ККД зовнішнього зачеплення;  $n$  – число зачеплень.

У зубчастих зачепленнях немає кінематичних втрат, немає

прослизання ділительних окружностей сполучених зубчастих коліс, тому кінематичне передаточне число:

$$u_m = z_2/z_1 = d_2/d_1 = \omega_1/\omega_2, \quad (4.13)$$

де  $d$  – діаметр ділительної окружності.

Обкатування зубів сполучених зубчастих коліс супроводжується проковзуванням уздовж поверхні зуба. Виникаючі при цьому сили тертя зменшують передану окружну силу, тому силове передаточне число  $\bar{u}_m = M_2/M_1 < u_m$  (через силові втрати). ККД зубчастого зачеплення можна представити у вигляді:

$$\eta = \bar{u}_m/u_m = (M_2/M_1)(\omega_2/\omega_1), \quad (4.14)$$

Якщо врахувати, що при відношенні чисел зубів зубчастих коліс, що перебувають у зачепленні, більше 3, радіальні габарити суттєво збільшуються, а ККД починає помітно зменшуватися, тоді при вищій прямій передачі одержимо обмеження діапазону передаточних чисел коробки передач: у двохвальних  $D_{к.п} < 4$ ; у трьохвальних співвісних  $D_{к.п} < 10$ .

Температура масла при напружених режимах роботи може становити 120... 140°C. Рівень масла зазвичай повинен бути на 35...45 мм вище осі проміжного вала, а при використанні насоса – до осі.

#### 4.5 Включення передач

*Включення за допомогою ковзних зубчастих коліс.* Таке включення приводить до ударних навантажень на зуби шестірень, якщо їх кутові швидкості не відповідають передачі, що включається. Зазвичай ковзне зубчасте колесо розміщують на веденому валу. Використавши залежність:

$$\sum M_n + J_i \dot{\omega}_i = 0, \quad (4.15)$$

одержимо (рис. 4.5)

$$Fr = J_i \Delta \omega_{инт} / \Delta t, \quad (4.16)$$

де  $F$ ,  $\Delta t$  – відповідно окружна сила удару та її час дії;  
 $r$  – радіус ділильної окружності шестірни, маса якої входить у момент інерції  $J_{к.п}$ ;

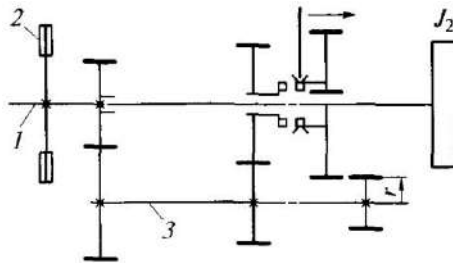
$\Delta\omega_{п.п}$  – відмінність кутової швидкості від швидкості, відповідної до безударного включення;

$J_3$  – еквівалентний момент інерції мас, що з'єднуються при непружному ударі, причому:

$$1/J_3 = 1/J_2 + 1/J_{к.п}, \quad (4.17)$$

де  $J_2$  – наведений до веденого валу момент інерції від маси автомобіля;

$J_{к.п}$  – приведений до веденого валу момент інерції ведучого й проміжного валів з веденим диском зчеплення й зубчастими колесами.



1 – ведучий вал; 2 – ведений диск зчеплення;  
 3 – проміжний вал;  $J_2$  – наведений до веденого валу момент інерції від маси автомобіля;  $r$  – радіус шестірни, маса якої входить у момент інерції  $J_{к.п}$

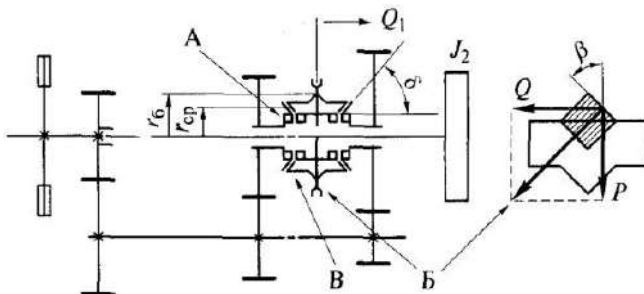
Рисунок 4.5 – Схема для розрахунків включення передачі за допомогою ковзної шестірни

Якщо  $J_{к.п}$  набагато менший, чим  $J_2$ , то  $J_3 \approx J_{к.п}$ . У кожному разі зменшення  $J_{к.п}$  забезпечує зменшення сили удару  $F$ .

При використанні зубчастої муфти сила удару при включенні не припадає на зуби шестірень, а розподіляється між зубами зубчастої муфти.

**Включення за допомогою синхронізатора.** Таке включення усуває ударні навантаження на зуби зубчастої муфти, тому що з'єднання зубчастих напівмуфт (поз. А на рис. 4.6) не

відбувається завдяки блокувальному пристрою Б доти, поки синхронізуючий пристрій В не забезпечить вирівнювання кутових швидкостей деталей що з'єднуються.



А – зубчасті напівмуфти; Б – блокуючий пристрій; В – синхронізуючий пристрій;  $J_2$  – наведений до веденого валу момент інерції від маси автомобіля;  $Q_1$  – осьова сила, створювана водієм;  $Q$  і  $P$  – осьова і окружна сили, що виникають в блокуючому пристрої;  $r_{cp}$  – середній радіус поверхнь тертя;  $r_b$  – радіус блокуючих поверхнь

Рисунок 4.6 – Схема для розрахунку вклучення передачі за допомогою синхронізатора

Процес вклучення можна розділити на етапи: блокування, синхронізація, розблокування, з'єднання зубчастих напівмуфт.

Першими в процесі вклучення стикаються поверхні тертя. На них від осрової сили  $Q$ , створюваної водієм, виникає момент тертя:

$$M_{тр} = Q_1 \mu r_{cp} / \sin \delta, \quad (4.18)$$

де  $\mu = 0,1$  – коефіцієнт тертя пари сталь-латунь у маслі;

$\delta = 7...12^\circ$  – кут конуса синхронізуючого пристрою.

Від  $M_{тр}$  утворюється окружна сила  $P = M_{тр} / r_b$ , що притискає блокувальні ланки (наприклад, шип до поглиблення на рис. 4.6). Для виключення розблокування в процесі синхронізації повинна бути виконана умова  $Q_1 < Q$ , де  $Q = P / \tan \beta$  – це сила, яка втримує блокувальні ланки (шип у поглибленні). Звідси одержимо без обліку тертя на блокувальних поверхнях:

$$\operatorname{tg} \beta < \mu r_{\text{ср}} / (r_{\text{б}} \sin \delta), \quad (4.19)$$

Зазвичай  $\beta = 25 \dots 40^\circ$ . Як тільки кутові швидкості деталей, що з'єднуються, зрівнюються, зникне окружна сила  $P$ , а отже  $Q = 0$ , що забезпечує легке розблокування й включення зубчастої муфти.

Якщо швидкість автомобіля й  $M_{\text{тр}}$  не змінюються за час синхронізації, що близько до реальних умов при малих опорах дороги, тоді одержимо з рівняння  $M_{\text{тр}} = J_{\text{к.п}} d\omega/dt$  час синхронізації:

$$t_{\text{с}} = J_{\text{к.п}} \Delta\omega_{\text{п.п}} / M_{\text{тр}}, \quad (4.20)$$

причому можна прийняти  $\Delta\omega_{\text{п.п}} = \omega_1(1/u_{\text{кпi}} - 1/u_{\text{кпi} + 1})$ .

Роботу буксування синхронізатора  $L_{\text{б}}$  можна визначити по зміні кінетичної енергії маси з моментом інерції  $J_{\text{к.п}}$ :

$$L_{\text{б}} = J_{\text{к.п}} \Delta\omega_{\text{п.п}} / 2, \quad (4.21)$$

Отже, зменшення  $J_{\text{к.п}}$  забезпечує зменшення  $L_{\text{б}}$ .

По роботі буксування можна розрахувати нагрівання й оцінити зносостійкість синхронізатора. Нагрівання синхронізатора для одного включення, зневажаючи відводом теплоти в навколишнє середовище, можна визначити із залежності:

$$\Delta t^\circ = \gamma_{\text{д}} L_{\text{б}} / (c_{\text{д}} m_{\text{д}}), \quad (4.22)$$

де  $\gamma_{\text{д}}$  – коефіцієнт, що враховує частину теплоти, що йде на нагрівання даної деталі,  $\gamma_{\text{д}} = 0,5$  для диска синхронізатора;  
 $c_{\text{д}} = 482 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$  – питома теплоємність бронзи або сталі;  
 $m_{\text{д}}$  – маса даної деталі.

Зазвичай вважають, що  $\Delta t^\circ$  не повинне перевищувати  $30^\circ\text{C}$ .

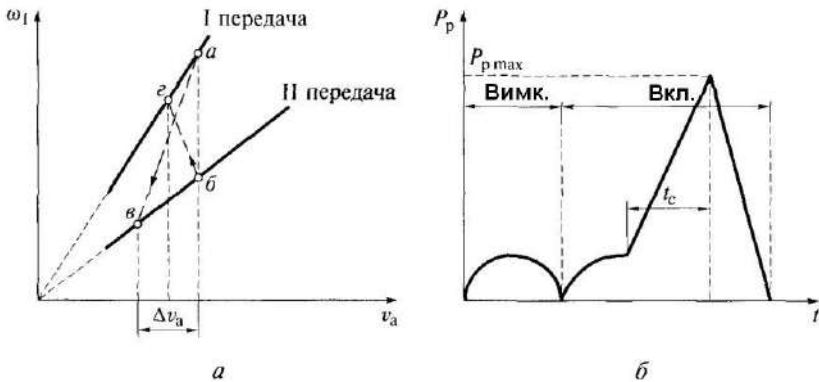
Оцінку зносостійкості можна зробити за непрямим критерієм – величини питомої роботи буксування:

$$L_{\text{б.ул}} = L_{\text{б}} / F, \quad (4.23)$$

де  $F$ - площа поверхні тертя,  $\text{см}^2$ .

Зазвичай вважають, що  $L_{\text{б,уд}}$  не повинна перевищувати  $40 \text{ Дж/см}^2$ .

На рис. 4.7, а представлена залежність кутової швидкості вала двигуна  $\omega_e$  від швидкості автомобіля  $v_a$  для двох суміжних передач.



$a$  —  $\omega_1 = f(v_a)$ ;  $б$  — реальна залежність зусилля на важелі перемикання передач від часу;  
 $\Delta v_a$  — падіння швидкості автомобіля за час перемикання передач;  $t_e$  — час синхронізації

Рисунок 4.7 – До розрахунків процесу перемикання передач

Якщо перемикання відбувається «нагору», тобто з нижчої передачі (I) на вищу (II), тоді в процесі перемикання  $\omega_e$ , повинна зменшитися (від точки  $a$  до точки  $б$ , якщо при перемиканні  $v_a$  не змінюється, або до точки  $в$ , якщо при перемиканні  $v_a$  зменшується на  $\Delta v_a$ ).

Якщо перемикання відбувається «униз», тобто з вищої передачі на нижчу, тоді в процесі перемикання  $\omega_e$  повинна збільшитися (від точки  $б$  до точки  $a$ , якщо при перемиканні  $v_a$  не змінюється, або до точки  $г$ , якщо при перемиканні  $v_a$  зменшується).

Звичайна зміна зусилля на важелі перемикання передач відбувається так, як показано на рис. 4.7, б. У розрахунках можна



приймати зусилля на важелі:

$$P_p = P_{p\max}/2 = \text{const} \quad (4.24)$$

Якщо швидкість автомобіля змінюється при перемиканні передач, тоді потрібно представити автомобіль у вигляді двомасової еквівалентної динамічної системи, розділеною на дві ланки, шестірнею передачі що включається.

Відповідна їй математична модель складається із двох рівнянь (пружність деталей не враховується):

$$J_1 \dot{\omega}_1 = -M_{\text{тр}}, \quad (4.25)$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = M_{\text{тр}} - M_c, \quad (4.26)$$

де  $J_1 = J'_1 u_{к.п}^2$ ,  $J_2 = \delta'_{\text{вр}} m_a r_k^2 / u_0^2$  – наведений відповідно до ведучої (шестірні, що включається) і веденої ланки момент інерції;

$M_{\text{тр}} = P_p k_p \mu r_{\text{сп}} / \sin \beta$  – момент тертя на поверхнях тертя синхронізатора;

$M_c = \psi g m_a r_k / (u_0 \eta_{\text{тр}})$  момент опору руху;

$J_1$  – момент інерції веденого диска зчеплення й усіх зубчастих коліс коробки передач, що перебувають у зачепленні, наведений до веденого диска зчеплення;

$u_{к.п}$  – передаточне число передачі що включається.

Приблизно можна приймати  $J'_1 = J_e / 70$  (якщо немає інших даних);  $J_e$  – момент інерції маховика двигуна (ведучої частини зчеплення);

$\delta'_{\text{вр}} = 1,04$  – коефіцієнт обліку обертових мас;

$m_a$  – маса автомобіля;

$r_k$  – радіус ведучих коліс автомобіля;

$u_0$  – передаточне число головної передачі;

$P_p$  – зусилля, створюване водієм на важелі перемикання передач;

$k_p$  – передаточне число важеля перемикання передач;

$r_{\text{сп}}$  – середній радіус поверхні тертя синхронізатора;

$\beta$  – кут конусної поверхні тертя;

$\psi$  – коефіцієнт опору дороги;  
 $\eta_{\text{тр}}$  – ККД трансмісії без ККД коробки передач.

Тому що  $M_{\text{тр}}$  і  $M_c$  величини постійні, інтегруючи рівняння (4.25) і (4.26), одержуємо:

$$\omega_1 = -M_{\text{тр}}t/J_1 + \omega_{1н}, \quad (4.27)$$

$$\omega_2 = (M_{\text{тр}} - M_c)t/J_2 + \omega_{2н}, \quad (4.28)$$

Наприкінці синхронізації, тобто при  $t=t_c$ , кутові швидкості будуть рівні:  $\omega_{1к} = \omega_{2к}$ . Тому, дорівнявши праві частини рівнянь (4.27) і (4.28), одержимо:

$$t_c = (\omega_{1н} - \omega_{2н}) / [(M_{\text{тр}} - M_c)/J_2 + M_{\text{тр}}/J_1], \quad (4.29)$$

**Перемикання «нагору».** Рівняння (4.25) – (4.26) відповідають перемиканню «нагору», тому  $t_c$  визначається з рівняння (4.26) по підрахованих попередньо значеннях:

$$\omega_{1н} = \omega_{ен}/u_{к.п.в}, \quad \omega_{2н} = \omega_{ен}/u_{к.п.н}, \quad M_{\text{тр}}, \quad M_c, \quad J_1, \quad J_2, \quad (4.30)$$

де  $\omega_{ен}$  – кутова швидкість вала двигуна (точка а на рис. 4.7);  
 $u_{к.п.в}$  – передаточне число (вищої) передачі, що вимикається;  
 $u_{к.п.н}$  – передаточне число (нижчої) передачі, що вимикається.

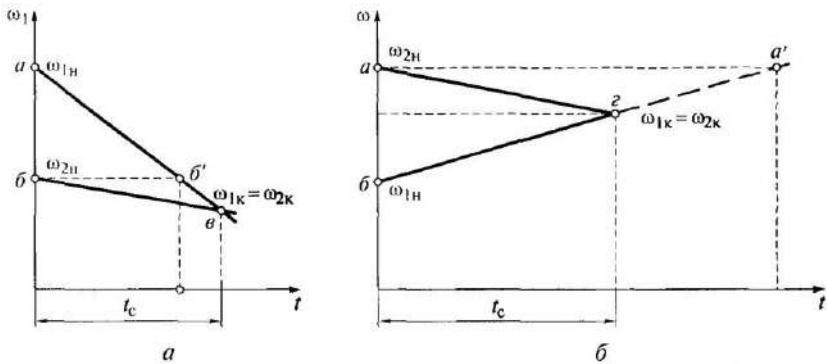
Далі по рівнянню (4.27) або (4.28) визначають  $\omega_{1к} = \omega_{2к}$  й будують графік процесу синхронізації (рис. 4.8, а), Горизонтальна лінія  $bb'$  відповідає процесу синхронізації без зменшення швидкості автомобіля, коли:

$$t'_c < t_c, \quad (4.31)$$

Знаходять кінцеве значення  $\omega_{ек} = \omega_{1к}u_{к.п.в}$  (точка в на рис. 4.7). Воно повинне бути більше  $\omega_{ек.х}$  інакше двигун загложне. І, нарешті, слід визначити падіння швидкості автомобіля за час синхронізації

$$\Delta v_a = (\omega_{2н} - \omega_{2к})r_k/u_0, \quad (4.32)$$

Роботу буксування синхронізатора  $L_6$  можна визначити по зміні кінетичної енергії маси з моментом інерції  $J_1$  – рівняння (4.21), причому слід прийняти  $\Delta\omega_{п.п} = \omega_H - \omega_K$ .



а – при перемиканні «вгору»; б – при перемиканні «вниз»;  
 точки  $a'$ ,  $\beta'$  відповідають закінченню синхронізації  
 при відсутності падіння швидкості

Рисунок 4.8 – Залежність кутових швидкостей від часу при перемиканні за допомогою синхронізатора

**Перемикання «вниз».** У цьому випадку за допомогою поверхонь тертя відбувається не зменшення, а збільшення кутової швидкості ведучої частини, тому в рівняннях (4.25) і (4.26) перед  $M_{тр}$  замість мінуса повинен бути плюс, а в рівняннях (4.25) і (4.28) – мінус. Через це, рівняння (4.29) прийме наступний вид:

$$t_c = (\omega_{2H} - \omega_{1H}) / [(M_{тр} + M_c) / J_2 + M_{тр} / J_1], \quad (4.33)$$

Крім того, у цьому випадку:

$$\omega_{1H} = \omega_{ен} / u_{к.п.п.}, \quad \omega_{2H} = \omega_{ен} / u_{к.п.в.}, \quad (4.34)$$

У розрахунках зазвичай беруть однакові значення  $\omega_{ен}$  для перемикань «нагору» і «вниз», при цьому  $\omega_{ен}$  повинне при перемиканні «вниз» відповідати точці  $a$  на рис. 4.7.

Визначивши  $t_c$  по рівнянню (4.29), слід знайти  $\omega_{1K} = \omega_{2K}$  по рівнянню (4.27) або (4.28) і побудувати графік процесу

синхронізації (рис. 4.8, б), Горизонтальна лінія  $aa'$  відповідає процесу синхронізації без зменшення швидкості автомобіля, коли  $t_c' > t_c$ . Нарешті, слід визначити падіння швидкості автомобіля за час синхронізації.

**Включення за допомогою фрикціонів.** У гідромеханічних передачах (ГМП) при перемиканні передач вимикається фрикціон передачі, що вимикається, і включається фрикціон передачі, що включається.

Якщо застосовується система автоматичного управління (САУ), процес перемикання відбувається без зменшення подачі палива, що призводить до збільшення роботи буксування фрикціона, який включається.

Можна прийняти, що за час перемикання швидкість автомобіля не змінюється, а змінюється кутова швидкість ведучої частини фрикціона. Використання гідротрансформатора дозволяє суттєво зменшити роботу буксування, тому що момент інерції ведучої частини фрикціона (турбінного колеса) у кілька разів менше моменту інерції маховика.

Досить важливо забезпечити узгодження моментів початку включення, фрикціону що включається (точки  $a, b, в$  на рис. 4.9) і вимикання, фрикціону що вимикається (точки  $г, д$ ).

Розрахунки, представлені на рис. 4.9, виконані по рівнянням, при лінійній залежності від часу моментів, переданих фрикціонами:

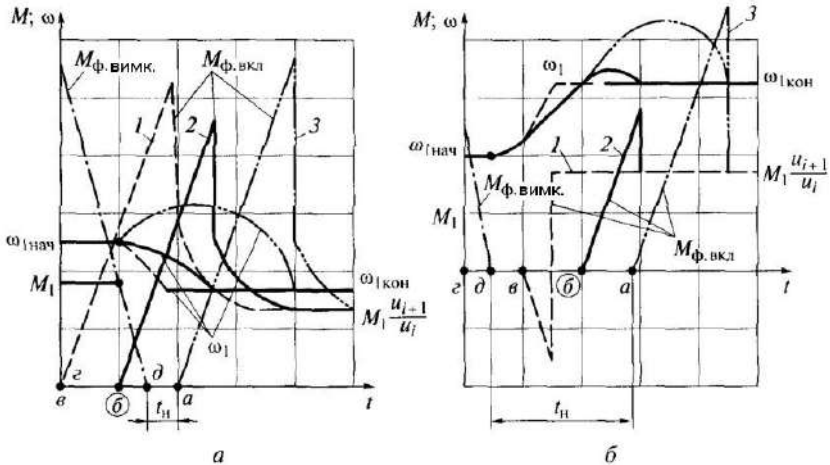
$$M_{ф.выкл} = -kt, \quad M_{ф.вкл} = k_{в}t, \quad (4.35)$$

При перемиканні з нижчої передачі на вищу кутова швидкість  $\omega_1$  ведучої частини повинна зменшитися (від точки  $a$  до точки  $b$  на рис. 4.7, а).

Перемикання з нейтраллю ( $t_n$  на рис. 4.9, а) призводить до збільшення  $\omega_1$  і роботи буксування, тому доцільно застосовувати перемикання з перекриттям, коли включення фрикціона, який включається, починається до того, як виключиться фрикціон, що вимикається.

Найменші динамічні навантаження (крива 2  $M_{ф.вкл}$ ) і робота буксування виходять при такому перекритті, коли початок включення (точка  $b$ ) відповідає початку буксування (лінія  $M_1$ )

фрикціона, що вимикається. При перемиканні з вищої передачі на нижчу кутова швидкість  $\omega_1$ , повинна збільшитися (від точки  $b$  до точки  $a$  на рис. 4.7, а). Цьому сприяє перемикання з нейтраллю ( $t_n$  на рис. 4.9, б).



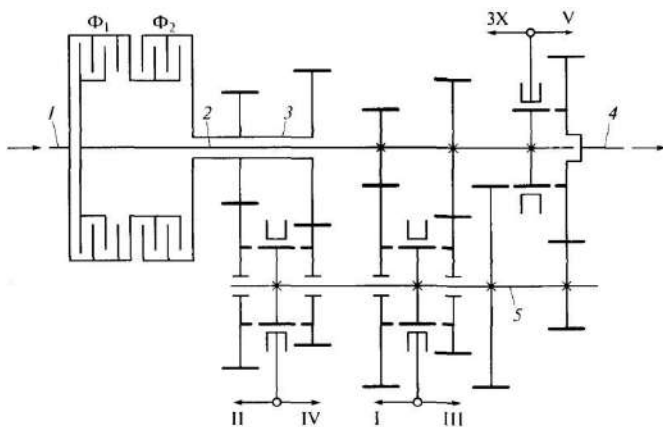
а – при перемиканні «вгору»; б – при перемиканні «вниз»;  
 1 – раннє включення; 2 – оптимальне включення;  
 3 – пізніше включення

Рисунок 4.9 – Залежність кутових швидкостей і моментів від часу при фрикційному перемиканні

Однак недостатня тривалість нейтралі (точка  $v$  на рис. 4.9, б) приводить до значних негативних навантажень. Зайва тривалість нейтралі (точка  $a$  на рис. 4.9, б) призводить до значних позитивних навантажень. Мінімальні позитивні навантаження при відсутності негативних виходять при значенні  $t_n$ , коли початок включення відповідає вирівнюванню кутових швидкостей ведених і ведучих дисків фрикціона (точка  $b$  на рис. 4.9, б).

Процес перемикання при русі, наприклад, на першій передачі (включене зчеплення  $\Phi_1$ ) полягає в тому, що попередньо включається суміжна передача, наприклад друга, зубчатою муфтою при виключеному зчепленні  $\Phi_2$ , потім включається виключене зчеплення  $\Phi_2$  і вимикається включене зчеплення  $\Phi_1$ .

Перемикання здійснюється без розриву силового потоку (включення за допомогою фрикціонів). Недоліками таких коробок передач є наступні: неможливі перемикання через передачу, тобто з 1-ї на 3-ю, з 2-ї на 4-у й назад; високі вимоги до точності й стабільності роботи елементів; підвищена робота буксування зчеплень.



- 1 – ведучий вал; 2 – вал, з'єднаний зі зчепленням  $\Phi_1$ ;  
 3 – вал, з'єднаний зі зчепленням  $\Phi_2$ ; 4 – ведений вал;  
 5 – проміжний вал; I-V – передачі переднього ходу;  
 ЗХ – передача заднього ходу

Рисунок 4.10 – Схема коробки передач з двома зчепленнями

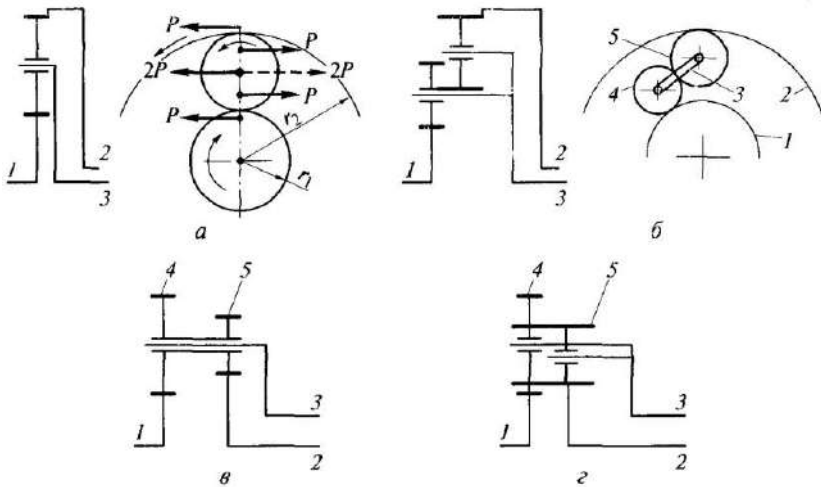
#### 4.6 Особливості робочого процесу планетарної коробки передач

Основна особливість робочого процесу планетарних механізмів полягає в тому, що осі деяких шестірень (сателітів) можуть обертатися навколо деякої загальної осі. В автомобільних коробках передач зазвичай застосовують співвісні планетарні механізми із циліндричними шестірнями (рис. 4.11).

Планетарні співвісні механізми, в порівнянні з не планетарними, мають особливості:

- можливість утвору декількох паралельних силових потоків, причому в паралельні гілки можна встановлювати гідравлічні або електричні передачі;

- можливість одержання більш високого ККД, тому що частина потужності передається в переносному русі без втрат і т.д.



а – плоского; б, г – зі здвоєними сателітами;  
 в – зі східчастими (заміцнівленими на загальній осі) сателітами;  
 7, 2, 3 – зовнішні вали (вал 3 з'єднаний з водилом); 4, 5 – сателіти

Рисунок 4.11 – Схеми триланкових співвісних планетарних механізмів

Відзначимо ще дві особливості: інші моменти, передані фрикціонами, і обмеження у виборі чисел зубів зубчастих коліс.

Фрикціони непланетарних передач виконують функції зчеплення й навантаження крутним моментом, переданим валом, на якому вони розташовані:

$$M_{\text{фн}} = M_{\text{вх}} u_n, \quad (4.36)$$

де  $n$  – індекс фрикціона;

$u_n$  – передаточне число до місця розташування даного фрикціона.

У планетарних передачах в основному застосовуються гальмові й блокувальні фрикціони. Перші сприймають реактивний момент і навантажені різницею (сумою для передач

заднього ходу) крутних моментів на веденому й ведучому валах, а інші навантажені тільки частиною переданого крутного моменту, тому що інша частина моменту передається паралельно через зблоковані шестірні:

$$M_{\text{вх}} = M_{\text{вх}}(u_m - 1), \quad (4.37)$$

$$M_{\text{фбн}} = M_{\text{вх}}a, \quad (4.38)$$

де  $u_m$  – передаточне число передачі;

$a$  – частка крутного моменту, переданого блокувальним фрикціоном.

Числа зубів зубчастих коліс, що складають елементарний (трюхланковий) планетарний механізм, повинні перебувати в певних співвідношеннях, що задовольняють умовам:

- співвісності;
- складання;
- сусідства (розміщення сателітів);
- відсутності підрізування (повинне бути  $z_{\min} > 13$ ).

**Умова співвісності** забезпечує збіг осей ведучого й веденого валів:

$$\text{для рис. 4.10, а } z_2 - z_1 = 2z_{\text{сат}}, \quad (4.39)$$

$$\text{для рис. 4.10, в } m_1(z_1 + z_{\text{сат1}}) = m_2(z_2 + z_{\text{сат2}}), \quad (4.40)$$

де  $m_1, m_2$  – модулі зачеплення.

Умова складання забезпечує можливість складання зубчастих коліс:

$$\text{для рис. 4.10, а } z_1 + z_2 = Ap \quad (4.41)$$

$$\text{для рис. 4.10, в } z_{\text{сат1}}z_2 - z_{\text{сат2}}z_1 = Ap \quad (4.42)$$

де  $p$  – число сателітів;

$A$  – ціле число.

**Умова сусідства** забезпечує достатні зазори між зубами сателітів (для рис. 4.11, а, в):

$$\sin(\pi/p) > (z_{\text{сат}} + 2f_{\text{гол}})/(z_1 + z_{\text{сат}}), \quad (4.43)$$



де  $f_{\text{гол}} = h_{\text{гол}}/m$  – коефіцієнт висоти головки зуба, приймаємо 1 для некоррегорованих зубів.

Планетарна передача при числі зубів, що не забезпечують виконання умов співвісності або складання, іноді може бути утворена за допомогою коррегівування зубів або нерівномірного розміщення сателітів.

Рівняння зв'язку між силовими параметрами – крутними моментами на кожному із трьох ланок планетарного механізму – можна одержати, записавши їх через окружні сили й радіуси ділительних окружностей зубчастих коліс (рис. 4.11, а):

$$M_1 = Pr_1, M_2 = Pr_2, M_3 = -2P(r_1 + r_2)/2, \quad (4.44)$$

Для  $M_3$  за умови рівноваги сателіта взята сила, дорівнює  $2P$  і прикладена до осі сателіта. Позначивши  $r_2/r_1 = \alpha$  й поділивши  $M_2$  і  $M_3$  на  $M_1 = Pr_1$  одержимо:

$$M_1 : M_2 : M_3 = 1 : \alpha : -(1 + \alpha), \quad (4.45)$$

Рівняння (4.28) справедливе для всіх випадків, але якщо один з моментів дорівнює нулю, то й інші два моменти також дорівнюють нулю. Рівняння зв'язку між кінематичними параметрами – кутовими швидкостями ланок планетарного механізму – можна одержати з рівняння збереження енергії:

$$N_1 + N_2 + N_3 = 0, \quad (4.46)$$

записавши його у вигляді:

$$M_1\omega_1 + M_2\omega_2 + M_3\omega_3 = 0, \quad (4.47)$$

Тоді, використавши рівняння (4.28), одержимо:

$$\omega_1 + \alpha\omega_2 - (1 + \alpha)\omega_3 = 0, \quad (4.48)$$

Рівняння (4.48) справедливе для всіх випадків, але якщо з'єднати будь-які дві ланки (планетарний механізм заблокований), тоді:

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_3, \quad (4.49)$$

Для ГМП із декількома планетарними механізмами замість індексів 1, 2, 3 зручніше використовувати індекси  $c$  (сонячна шестірня),  $k$  (коронна шестірня),  $b$  (води́ло). Кутову швидкість сателіта щодо своєї осі можна визначити з вираження:

$$\omega_{\text{сат}} = (\omega_c - \omega_b) z_c / z_{\text{сат}}, \quad (4.50)$$

У рівняннях (4.45) і (4.48)  $\alpha$  – параметр планетарного механізму, відповідний до передатного числа (узятому зі зворотним знаком) планетарного механізму, зверненого в непланетарний, тобто при зупиненому водилі. Отже, для рис. 4.11,  $a, g$ ;

$$\alpha = z_2 / z_1, \quad (4.51)$$

для рис. 4.11,  $b$ :

$$-z_2 / z_1, \quad (4.52)$$

для рис. 4.11,  $в$ :

$$-z_2 z_{\text{сат}1} / (z_1 z_{\text{сат}2}), \quad (4.53)$$

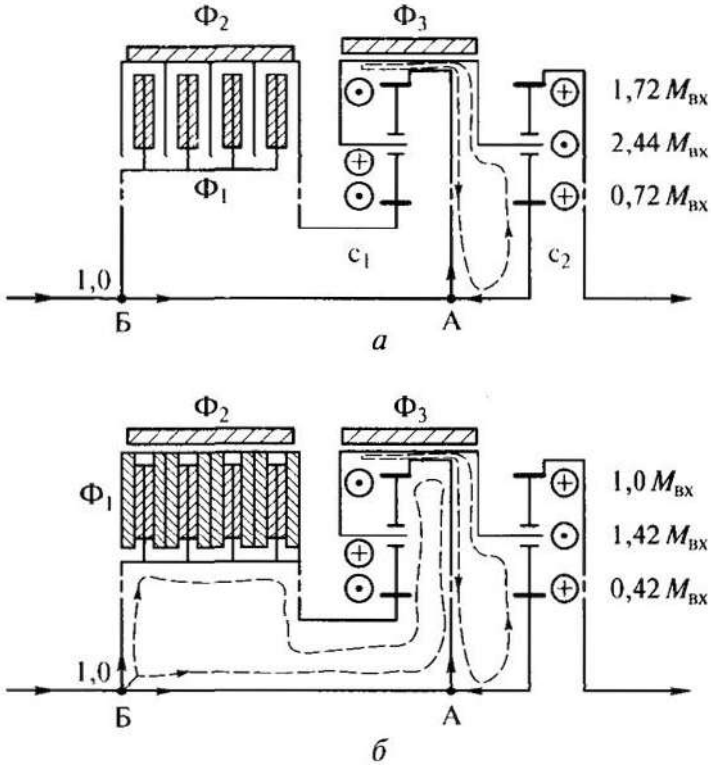
**Визначення передаточних чисел планетарної коробки передач** здійснюється в наступному порядку. Записується стільки рівнянь зв'язку (4.48), скільки планетарних рядів бере участь у передачі крутного моменту. Потім підставляються умови, що враховують зв'язки між ланками на даній передачі.

Спільним розв'язком рівнянь (4.48) визначається вираження для передаточного числа, через параметри  $\alpha$  планетарних рядів, у вигляді:

$$u_m = \omega_{\text{вх}} / \omega_{\text{вих}}, \quad (4.54)$$

Як приклад визначимо передаточне число для першої передачі (включений фрикціон  $\Phi 2$ , рис. 4.12) двоступінчастої ГМП автомобіля ЗИЛ-111.

У даний час двоступінчасті ГМП на автомобілях не застосовуються, але схема ГМП ЗИЛ-111 найкраще підходить для розуміння методів розрахунків.



а – на першій передачі; б – на другій передачі;  
 А, Б – точки розгалуження силових потоків;  
 $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3$  – фрикціїони;  $c_1, c_2$  – ланки

Рисунок 4.12 – Схеми сил, що діють на ланки планетарної коробки передач

У ГМП ЗИЛ-111:

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 55/23 = 2,39 \quad (4.55)$$

Отже, запишемо рівняння зв'язку. У цьому випадку їх два:

$$\omega_{c1} + \alpha_1 \omega_{\kappa 1} - (1 + \alpha_1) \omega_{B1} = 0, \quad (4.56)$$

$$\omega_{c2} + \alpha_2 \omega_{\kappa 2} - (1 + \alpha_2) \omega_{B2} = 0, \quad (4.57)$$

де індекси позначають 1 – перший і 2 – другий планетарні ряди.

Врахуємо зв'язки між ланками на даній передачі:

$$\omega_{\text{вх}} = \omega_{\text{к1}} = \omega_{\text{с2}}, \omega_{\text{вых}} = \omega_{\text{к2}}, \omega_{\text{в1}} = \omega_{\text{в2}}, \omega_{\text{с1}} = 0. \quad (4.58)$$

Розв'язавши систему рівнянь зв'язку, одержимо:

$$u_1 = \omega_{\text{вх}}/\omega_{\text{вых}} = (\alpha_1\alpha_2 + \alpha_2)/(\alpha_1\alpha_2 - 1) = 1,72. \quad (4.59)$$

Передаточні числа інших передач визначаються простіше:

$$u_2 = 1, u_{\text{з.х}} = -\alpha_2 = -2,39, \quad (4.60)$$

Визначення ККД планетарної коробки передач можна проводити по методу М. А. Крейнса, що дозволяє визначити ККД без схеми ГМП і без аналізу циркулюючих потужностей, користуючись лише розподілом силового передаточного числа:

$$\bar{u}_m = M_{\text{вых}}/M_{\text{вх}}, \quad (4.61)$$

на кінематичне передаточне число:

$$u_m = \omega_{\text{вх}}/\omega_{\text{вых}}. \quad (4.62)$$

Визначається ККД у наступному порядку. Встановлюють, як змінюється  $u_m$  зі збільшенням кожного параметра  $\alpha_n$ . Усі  $\alpha_n$  ділять на дві групи: перша складається з  $\alpha_n$  збільшення яких призводить до збільшення  $u_m$ , а друга – з  $\alpha_n$ , збільшення яких приводить до зменшення  $u_m$ .

Складають  $u_m$  шляхом множення на  $\eta_0$  усіх  $\alpha_n$  першої групи й розподілу на  $\eta_0$  всіх  $\alpha_n$  другої групи у вираженні для  $u_m$ . Нарешті, визначають:

$$\eta = \bar{u}_m/u_m, \quad (4.63)$$

Значення  $\eta_0$  – це ККД елементарних планетарних механізмів при зверненні їх у непланетарні шляхом загальмовування водила:

для рис. 4.10, а  $\eta_0 = \eta_{\text{нз}}\eta_{\text{вз}} = 0,96$

для рис. 4.10, б  $\eta_0 = \eta_{\text{нз}}^2\eta_{\text{вз}} = 0,936$

для рис. 4.10, в  $\eta_0 = \eta_{\text{вз}}^2 = 0,95$

для рис. 4.10, г.  $\eta_0 = \eta_{\text{вз}}^3 = 0,926$

Прийняте значення для зовнішнього зачеплення  $\eta_{\text{вз}} = 0,975$ ,  
для внутрішнього зачеплення  $\eta_{\text{вз}} = 0,985$ .

Як приклад визначимо ККД для першої передачі ГМП ЗИЛ-111 (рис. 4.11). Тому що  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  відносяться в цьому випадку до другої групи, то, розділивши їх на  $\eta_0 = 0,96$ , одержимо при  $\alpha_1 = \alpha_2 = 2,39$ .

Тоді:

$$\eta_1 = [(\alpha_1\alpha_2 + \alpha_2\eta_0)/(\alpha_1\alpha_2 - \eta_0^2)] [(\alpha_1\alpha_2 + \alpha_2)/(\alpha_1\alpha_2 - 1)] = 1,67/1,72 = 0,97. \quad (4.64)$$

Коефіцієнт корисної дії зубчастого механізму для інших передач визначається простіше:

$$\eta_2 = 1, \eta_{3,x} = \eta_0 = 0,96 \quad (4.65)$$

Визначення навантаження на ланки проводиться в такий спосіб. Визначимо значення моментів, переданих фрикціонами ГМП ЗИЛ-111. Згідно з рівнянням (2.21) одержимо:

$$M_{\text{ф2}} = M_{\text{вх}}(u_1 - 1) = 0,72 M_{\text{вх}}, \quad (4.66)$$

$$M_{\text{ф3}} = M_{\text{вх}}(u_{3,x} - 1) = -3,39 M_{\text{вх}}. \quad (4.67)$$

Блокувальний фрикціон  $\Phi_1$  передає тільки ту частину крутного моменту, яка проходить через нього на сонячну шестірню  $s_1$  першого планетарного ряду, тобто згідно з рівнянням (2.23) це  $1/(1 + \alpha_1)$  від моменту на водилі  $M_{\text{в1}}$ .

З умови рівноваги ланки, що складається із двох водил, буде:

$$M_{\text{в2}} = M_{\text{в1}}, \quad (4.68)$$

але водило другого планетарного ряду повинне бути навантажене моментом, що становить частину  $(1 + \alpha_2)/\alpha_2$  від:

$$M_{\text{к2}} = M_{\text{ввх}} = M_{\text{вх}}, \quad (4.69)$$

тому що ми розглядаємо пряму передачу. Отже,

$$M_{\phi 1} = M_{\text{вх}} (1 + \alpha_2) / \alpha_2 (1 + \alpha_1) = 0,42 M_{\text{вх}}. \quad (4.70)$$

Таким чином, можна знайти навантаження в частках від  $M_{\text{вх}}$  на кожній передачі на кожній ланці планетарного механізму. На рис. 4.12 представлений розподіл навантажень (без обліку втрат) для першої й другої передач ГМП ЗИЛ-111.

Стрілками показаний напрямок силових потоків. Значки в кружечках позначають напрямок дії окружних сил: точка – на нас, хрестик – від нас.

**Визначення циркулюючої потужності.** В ГМП ЗИЛ-111 на передачах переднього ходу утворюються замкнені контури (точки розгалуження силового потоку А і Б, рис. 4.12), причому в контурі із точкою розгалуження А, як показує аналіз, існує циркулююча потужність, величину якої можна визначити по параметрах ланки, що передає тільки циркулюючу потужність.

Такою ланкою для ГМП ЗИЛ-111 є ланка  $c_2$ , для першої передачі:

$$N_{11} = N_{\text{вх}} M_{c2} \omega_{c2} / (M_{\text{вх}} \omega_{\text{вх}}) = 0,72 N_{\text{вх}}, \quad (4.71)$$

другої передачі:

$$N_{11} = 0,42 N_{\text{вх}}. \quad (4.72)$$

Циркулююча потужність може бути тільки в тому випадку, якщо є замкнений контур, а в ланках, з'єднаних із точкою розгалуження, моменти (як у точці А, рис. 4.12) або кутові швидкості мають різні знаки. Якщо друга умова не виконується, буде мати місце передача потужності паралельними потоками без циркулюючої потужності.

Циркулююча потужність, складаючись на деяких ланках (рис. 4.12) з переданою потужністю, збільшує навантаження й втрати на цих ланках, а отже, призводить до збільшення габаритів, зниженню довговічності й ККД.

Однак ці недоліки проявляються несуттєво при високих ККД, перевантажених гілок і при невеликих по величині циркулюючих потужностях. У заблокованих ланках від циркулюючої потужності втрати не збільшуються, оскільки немає взаємного переміщення ланок.

Для першої передачі ГМП ЗИЛ-111 було отримано ККД  $\eta = 0,97$ . Однак передаточне число 1,72 можна одержати за допомогою одного планетарного ряду (рис. 4.11, а) при  $\alpha = 1,4$ , якщо ланка 1 зупинена, а ланка 2 – ведуча. У цьому випадку буде:

$$\eta = (\eta_0 + \alpha)/(1 + \alpha) = 0,984, \quad (4.73)$$

тобто приблизно на 1,5 % вище, чим для першої передачі ГМП ЗИЛ-111.

#### 4.7 Додаткові коробки передач

Додаткові коробки передач (дільник, демультиплікатор), зазвичай двоступінчасті, часто застосовують на автомобілях-тягачах, приєднуючи їх до основної коробки передач.

На автомобілях підвищеної й високої прохідності (з усіма ведучими колесами) застосовують демультиплікатори, сполучені з роздавальною коробкою.

До коробок передач відносять усі механізми трансмісії, у яких змінюється передаточне число, тому до додаткових коробок передач слід віднести й двоступінчасту головну передачу.

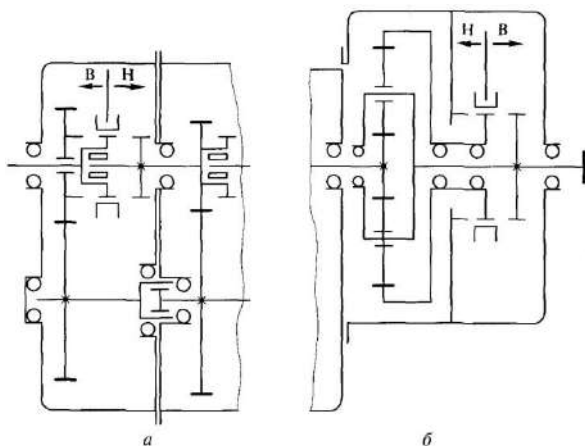
**Дільник** (рис. 4.13, а) зазвичай має пряму й підвищувальну передачі з діапазоном 1,2...1,3 (передаточні числа 1,0 і 0,8...0,85), тому його встановлюють перед основною коробкою передач.

Зазвичай дільник має одну пару шестірень із механізмом перемикання, причому його ведений і проміжний вали з'єднані відповідно із ведучим і проміжним валами основної коробки передач. Полегшене перемикання дозволяє використовувати дільник на кожній передачі основної коробки передач, забезпечуючи найкращу відповідність режиму роботи двигуна умовам руху.

**Демультиплікатор автомобіля-тягача** (рис. 4.13, б) зазвичай має пряму й понижувальну передачі з діапазоном, близьким до діапазону основної коробки передач (передаточні числа 1,0 і 3,5...4,5), тому його встановлюють за основною коробкою передач. Зазвичай такий демультиплікатор має планетарний механізм. Рух автомобіля починається при включеній нижчій передачі в демультиплікаторі.

Розгін відбувається з перемиканням передач тільки в

основній коробці передач. При певній швидкості руху роблять подвійне перемикання, включаючи вищу передачу в демультиплікаторі й нижчу в основній коробці передач. Потім розгін триває з перемиканням передач тільки в основній коробці передач.



а – дільник; б – демультиплікатор автомобіля-тягача;  
 Н – включення нижчої передачі;  
 В – включення вищої передачі

Рисунок 4.13 – Схеми додаткових коробок передач

**Демультиплікатор автомобіля високої прохідності** зазвичай сполучений з роздавальною коробкою і має нижчу й вищу передачі з діапазоном 1,8...2,0. Вищу передачу використовують для руху по дорогах із твердим покриттям, нижчу – по бездоріжжю.

Перемикання передач у такому демультиплікаторі роблять зазвичай окремим важелем при зупинці перед виїздом на бездоріжжя або перед виїздом з бездоріжжя на дорогу із твердим покриттям. Рух відбувається без перемикань передач демультиплікатора.

**Двоступінчаста головна передача** іноді застосовується на великих вантажних автомобілях і автобусах. Вища передача використовується при русі по гарних дорогах з малим навантаженням, нижча – у тяжких умовах і при повному



навантаженні.

Зміну передаточного числа (зазвичай в 1,3-1,4 рази) роблять у другій парі подвійної головної передачі за допомогою зубчастої муфти без синхронізатора через пневмопривод при зупиненому автомобілі. Однак застосування дільника або демультіплікатора, навіть при одному ведучому мосту, представляється більш доцільним рішенням.

#### 4.8 Розрахунки на працездатність

**Розрахункові навантаження.** Для деталей коробки передач, як і для зчеплення:

$$M_{\text{кп.р}} = k_{\text{д}} M_{e \text{max}}, \quad (4.74)$$

(для нижчої передачі – по зчепленню з дорогою, якщо:

$$M_{\text{кп.р}} > M_{\text{квф}} = \varphi_{\text{max}} m_{\text{сц}} g r_{\text{к}} / (u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}). \quad (4.75)$$

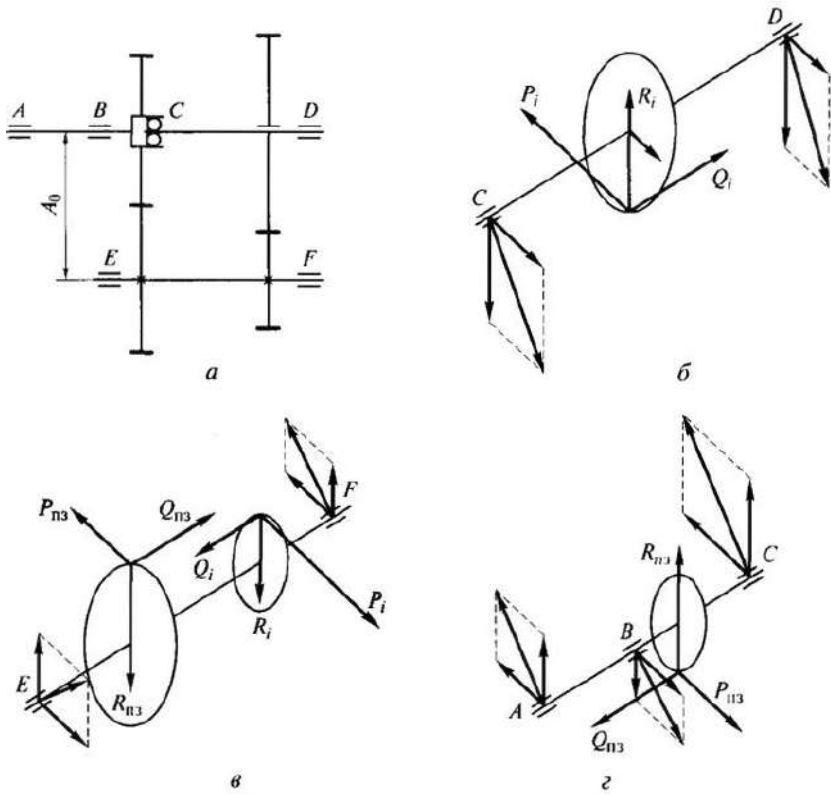
Для механізмів керування перемиканням передач без фрикціонів умовне розрахункове навантаження на важелі  $P_p = 400$  Н.

**Матеріали.** Вали й зубчасті колеса зазвичай виготовляють куванням з легованих хромом, марганцем, нікелем сталей, 40Х, 30ХГТ, 12ХНЗА й т.п. із цементацією й загартуванням зубів і шийок під сальники й підшипники до 56...64 HRC.

Картер виготовляють литтям із сірого чавуна СЧ 21-40, СЧ 24-44 твердістю 143...241 НВ, або з алюмінієвих сплавів, наприклад, АЛ4. Деталі механізму керування – зі сталі 20, 45 або ковкого чавуна КЧ 35-10, КЧ 45-6.

**Розрахунки.** При проектному розрахунку коробки передач обирають її схему (на рис. 4.14 представлена схема трьохвальної співвісної коробки передач та її схема сил), потім вибирають числа зубів зубчастих коліс, враховуючи умови складання й  $z_{\text{min}} > 13$ . Уточнюють значення передаточних чисел.

При перевірочному розрахунку геометричні параметри відомі. Зображують схему сил, що діють на зубчасті колеса на кожній передачі, враховуючи можливості зниження сумарних навантажень, наприклад, осьових сил на проміжному валу.



а – схема коробки передач; б – схема сил на веденому валу;  
 в – схема сил на проміжному валу; г – схема сил на ведучому валу;  
 А, В, С, D, E, F – опори валів;  $A_0$  – міжосьова відстань;  
 P – окружна сила; R – радіальна сила; Q – осьова сила

Рисунок 4.14 – Схема сил у трьохвальній  
 співвісній коробці передач

Задаючись довжиною зуба  $b$  напругою вигину  $[\sigma]$ , яка допускається, знаходять нормальний модуль  $m_n$  зубчастих коліс, округляючи його по стандарту. Проводять перевірку за контактними напругами  $[\sigma_k]$ .

По модулю  $m_n$ , куту нахилу  $\beta$  і числу зубів  $z$  визначають міжосьову відстань  $A_0$  між осями валів, або по  $A_0$ ,  $m_n$ ,  $z$  визначають  $\beta$ .

Вали розраховують на міцність і жорсткість. Задавшись допустимим напруженням  $[\sigma_{рез}]$  від вигину й крутіння, визначають діаметр вала. Визначають лінійні  $f$  і кутові  $\gamma$  деформації валів.

У синхронізаторів визначають кут нахилу блокувальних поверхонь, розміри поверхонь тертя й розміри зубів зубчастих муфт.

Підшипники кочення підбирають по динамічній вантажопідйомності  $C$ , враховуючи еквівалентне навантаження  $M_{13}$ , коефіцієнти використання  $\alpha_i$ , і ресурс  $S$  коробки передач.

При перемиканні передач фрикціонами, визначають розміри їх деталей, враховуючи рекомендовані питомі тиски й тиски в системі гідравлічного керування. Проводять розрахунки процесів перемикання передач і розрахунки на нагрівання.

#### 4.9 Особливості розрахунків планетарних коробок передач

Після вибору схеми коробки передач, або для прийнятої схеми й відомої комбінації фрикціонів, що включаються на кожній передачі, одержують рівняння передаточних чисел і ККД для кожної передачі залежно від параметрів  $\alpha$  планетарних рядів і  $\eta_0$ . Після їхнього аналізу вибирають числа зубів з урахуванням схеми, умов складання, співвісності, сусідства й  $z_{min} > 13$ .

Визначають уточнені значення передаточних чисел, відносні моменти:

$$\bar{M}_n = M_n / M_{вх}, \quad (4.76)$$

і кутові швидкості:

$$\bar{\omega} = \omega_n / \omega_{вх}, \quad (4.77)$$

на кожній ланці (і для кожного фрикціона – при перемиканні передач фрикціонами).

**Розрахунки зубчастих коліс.** Довжину зуба (ширину зубчастого колеса) можна приблизно визначити по формулі:

$$b = (5 \dots 8)m_n, \quad (4.78)$$

де  $m_n$  – нормальний модуль, визначається по формулі:

$$m_n = m_s \cos \beta, \quad (4.79)$$

$m_s$  – торцевий модуль, визначається по формулі:

$$m_s = d_w \cos \beta / z, \quad (4.80)$$

$d_w$  і  $z$  – діаметр ділильної окружності й число зубів зубчастого колеса;

$\beta$  – кут нахилу зубів ( $25 \dots 40^\circ$  для легкових автомобілів,  $20 \dots 25^\circ$  для вантажних автомобілів).

Нормальний модуль вибирають зі стандартизованого ряду залежно від крутного моменту двигуна:

$M_{e \max}$ , Н · м	100 ... 200	201 ... 400	401 ... 600	601 ... 800	801 ... 1000
$m_n$ , мм	2,25 ... 2,5	2,5 ... 3,75	3,75 ... 4,25	4,25 ... 4,5	4,5 ... 6,0

Відстань між осями валів коробки передач

$$A_0 = m_n(z_1 + z_2) / (2 \cos \beta), \quad (4.81)$$

де  $z_1 + z_2$  – сума чисел зубів пари зубчастих коліс, що перебивають у зачепленні.

Відстань  $A_0$  пов'язана із крутним моментом двигуна наступною залежністю:

$$A_0 = a \sqrt[3]{M_{e \max}}, \quad (4.82)$$

де  $a = 14 \dots 16$  для легкових автомобілів,

$a = 17 \dots 22$  для вантажних автомобілів.

Напруга вигину:

$$\sigma = cP / (bm_n y), \quad [\sigma] = 800 \text{ МПа}, \quad (4.83)$$

де  $c = 0,38$  при прямих зубах,  $c = 0,24$  при косих зубах;

$P$  – окружна сила;

$y$  – коефіцієнт форми зуба

$$y = 0,154 - 1,23/z_{np} + 3,33/z_{np}^2, \quad (4.84)$$

$z_{np}$  – наведене число зубів:

$$z_{np} = z/\cos^3\beta. \quad (4.85)$$

Контактна напруга:

$$\sigma_k = 0,418 \cos\beta \sqrt{\frac{PE}{b' \sin\alpha \cos\alpha \left( \frac{1}{r_{1H}} \pm \frac{1}{r_{2H}} \right)}}, \quad |\sigma_k| = 1\,200 \text{ МПа}, \quad (4.86)$$

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

$\alpha = 20^\circ$  – кут зачеплення.

**Розрахунки валів.** Користуючись схемою (наприклад, наведеною на рис. 4.14), визначають сили, що діють на зубчасті колеса на всіх передачах. Для кожної передачі знаходять реакції в опорах.

Потім будують епюри моментів і знаходять найбільший згинаючий і крутний моменти. По цих моментах визначають результуючу напругу:

$$\sigma_{рез} = \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2} / (0,1d_{во}^3), \quad |\sigma_{рез}| = 400 \text{ МПа}. \quad (4.87)$$

### Питання для самоперіврки

1. В чому полягають особливості робочого процесу механічної східчастої коробки передач при різних способах включення передач?
2. Яка вихідна характеристика механічної східчастої коробки передач?
3. Як класифікують коробки передач?
4. Перелічіть вимоги до коробок передач.
5. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до коробок передач?
6. В чому полягають особливості схеми сил, що діють на деталі механічної східчастої коробки передач при включеному стані?

7. Які особливості розрахунків планетарних коробок передач?
8. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних деталей механічної східчастої коробки передач.
9. Як визначають передаточні числа й ККД планетарних коробок передач?
10. Яке призначення дільника і демультиплікатора?

## 5 РОЗДАВАЛЬНІ І ДОДАТКОВІ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

### 5.1 Вимоги до конструкції, класифікація

Для розподілу крутного моменту між ведучими мостами повнопривідних автомобілів установлюється механізм, називаний роздавальною коробкою.

На автомобілях з бортовим приводом роздавальні коробки можуть установлюватися для розподілу моменту між бортами або окремими групами ведучих коліс борту. Іноді роздавальна коробка встановлюється на неповнопривідних автомобілях 6x4, вона розподіляє крутний момент між мостами візка.

#### ***Основні вимоги до конструкції роздавальної коробки:***

- розподіл крутного моменту не повинен супроводжуватися циркуляцією потужності в приводі від роздавальної коробки до ведучих коліс автомобіля;
- конструкція, що не задовольняє зазначеній вище вимозі, повинна мати пристрій, що дозволяє відключати допоміжний ведучий міст в умовах, коли циркуляція потужності може бути значною;
- роздавальна коробка вантажного автомобіля повинна бути пристосована до установки механізму відбору потужності;
- при 2-х східчастому виконанні, роздавальна коробка повинна мати привод спідометра;
- механізм перемикання у двоступінчастій роздавальній коробці повинен мати пристрій для надійної фіксації включеного ступеня й нейтрального положення.

***Класифікація роздавальних коробок*** проводиться по наступних ознаках:

- характеру розподілу силового потоку;
- кількості ступенів передаточного числа;
- кількості вихідних валів;
- взаємному розташуванню вихідних валів;
- періодичності включення привода допоміжного мосту.

По характеру розподілу силового потоку розрізняють роздавальні коробки з диференціальним приводом вихідних

валів, блокованим і змішаним. Блокований привод може бути або з кінематично-жорстким зв'язком вихідних валів або зі зв'язком за допомогою муфти вільного ходу. Змішаний привод може застосовуватися при наявності трьох вихідних валів.

Кількість ступенів передаточного числа в роздавальній коробці – один або два. Двоступінчасті застосовуються для розширення діапазону передаточних чисел трансмісії. Необхідність у цьому виникає в тих випадках, коли діапазон установлюваної коробки передач недостатній для повнопривідного автомобіля.

Число вихідних валів у роздавальній коробці найчастіше два. Три вихідні вали мають роздавальні коробки автомобілів бхб з роздільним приводом мостів візка.

У роздавальних коробках із двома вихідними валами останні можуть мати співвісне або неспіввісне розташування. При неспіввісному розташуванні один з вихідних валів може встановлюватися співвісно вхідному валу. Це дозволяє здійснити пряму передачу потужності із вхідного вала на співвісний вихідний.

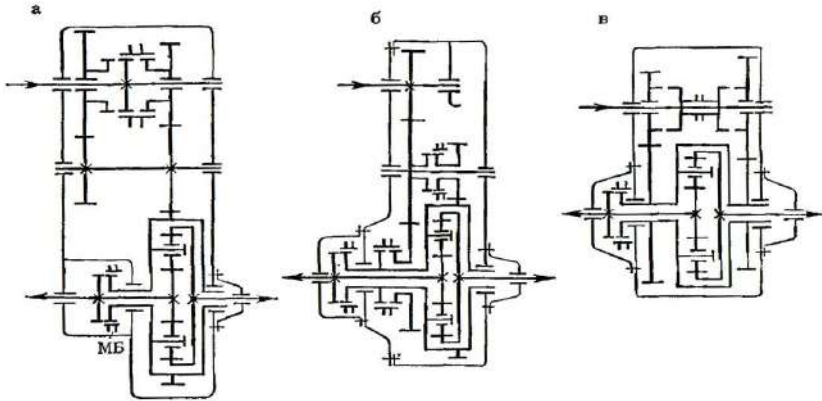
По періодичності включення привода допоміжного ведучого мосту, яким зазвичай є передній міст, розрізняють роздавальні коробки з постійно включеним і з переднім мостом, що періодично включається.

## **5.2 Кінематичні схеми і конструкції**

Можна виділити кілька типових груп найпоширеніших кінематичних схем роздавальних коробок. Три основні групи схем показано на рис. 5.1÷5.3. Першій групі (рис. 5.1) властиві наступні ознаки: два співвісні вихідні вали з диференціальним приводом; постійно включений передній міст; другій групі (рис. 5.2) – два неспіввісні вихідні вали із блокованим приводом; один з вихідних валів співвісний вхідному; передній міст, що періодично включається.

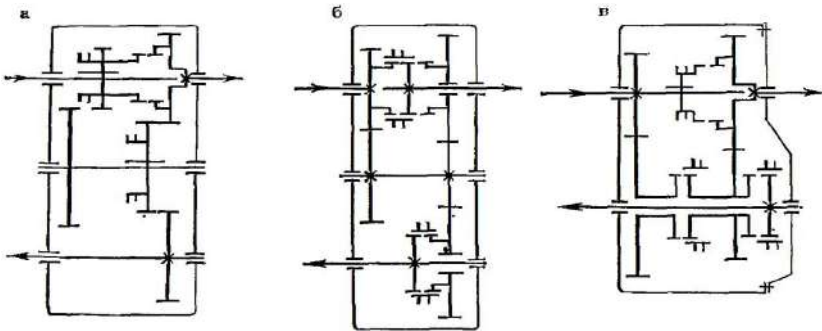
Схеми третьої групи (рис. 5.3) мають: два співвісні вихідні вали із блокованим приводом; передній міст, що періодично включається. Роздавальні коробки першої групи виконуються двоступінчастими й одноступінчастими, другої і третьої груп – зазвичай двоступінчастими.





а – УРАЛ-375; б – КамАЗ-4310; в – Zahnradfabrik «VG-275, 380, 800»

Рисунок 5.1 – Схеми роздавальних коробок з диференціальним приводом

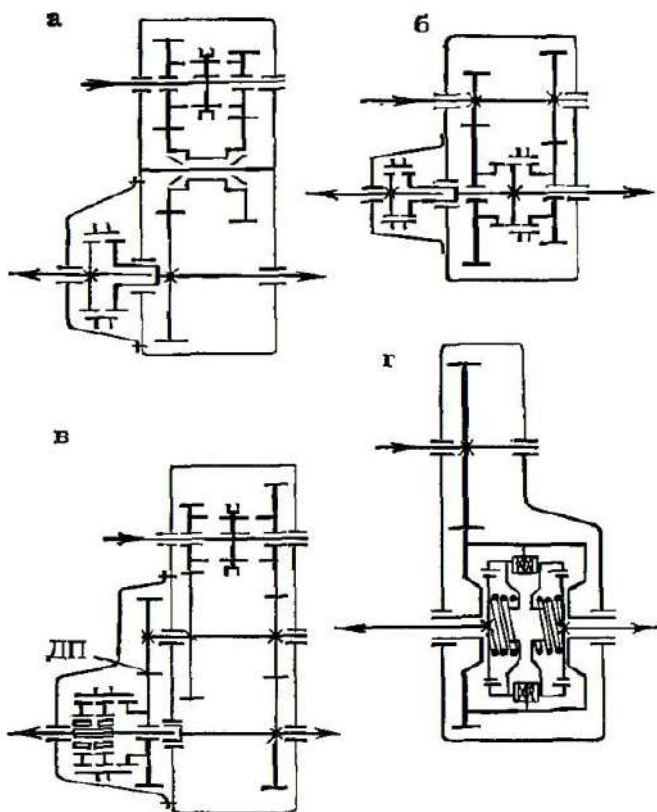


а – ГАЗ-66, УАЗ-452; б – Austin Gipsy; в – ЗИЛ-131

Рисунок 5.2 – Схеми роздавальних коробок із блокованим приводом і неспіввісними вихідними валами

Для роздавальних коробок першої групи характерна відсутність у приводі ведучих мостів циркуляції потужності, що дозволяє мати постійно включений привод усіх ведучих мостів і, отже, забезпечити більш рівномірне їхнє навантаження. Роздавальні коробки цієї групи найбільш повно задовольняють першій із зазначених вище вимог. Для поліпшення прохідності автомобіля в складних дорожніх умовах у роздавальних коробках

першої групи встановлюється муфта примусового блокування міжосьового диференціала (МБ, рис. 5.1).



а – Tatra «138»; б – Henschel;  
в – Timken; г – МАЗ-7310 (прохідний редуктор)

Рисунок 5.3 – Схеми роздавальних коробок із блокованим приводом і співвісними вихідними валами

При русі із блокованим диференціалом може мати місце циркуляція потужності. Тому на сухих твердих дорогах, коли момент що циркулює, може бути значним, блокувати диференціал не дозволяється. Роздавальні коробки першої групи рекомендуються для автомобілів, призначених для постійної

роботи в якості повноприводних.

У роздавальних коробках другої групи є пряма передача із вхідного вала на співвісний з ним вихідний. При русі на прямій передачі в роздавальній коробці автомобіль працює як неповноприводний, з відключеним переднім мостом. При цьому підшипники й зубчасті колеса роздавальної коробки не навантажені.

Для роботи автомобіля в якості повноприводного, в роздавальній коробці другої групи проводиться включення привода переднього мосту за допомогою пересувної зубчастої муфти. Привод при цьому виявляється блокованим, з кінематично-жорстким зв'язком вихідних валів. У контур можливої циркуляції потужності входять зубчасті колеса роздавальної коробки, що з'єднують її вихідні вали, карданні й головні передачі, півосі й шини.

При русі по сухій твердій дорозі привод переднього мосту повинен бути виключений для попередження можливої циркуляції моменту. Роздавальні коробки другої групи рекомендуються для автомобілів, що працюють у якості повноприводних лише періодично, якщо при цьому на вищому ступені для них припустимо мати передаточне число, рівне одиниці.

Роздавальні коробки третьої групи якісно відрізняються від роздавальних коробок другої групи відсутністю прямої передачі, внаслідок чого їх зубчасті колеса й підшипники навантажені при всіх режимах роботи.

Блокований привод у роздавальних коробках третьої групи виконується у двох варіантах: з кінематично-жорстким зв'язком вихідних валів, здійснюваним за допомогою пересувної зубчастої муфти (рис. 5.3, а, б), і зі зв'язком зазначених валів за допомогою муфти вільного ходу, що діє автоматично (рис. 5.3, в, г).

У першому варіанті можлива циркуляція потужності, однак завдяки співвісному розташуванню вихідних валів зубчасті колеса роздавальної коробки в контур циркуляції не входять. У другому варіанті циркуляція потужності практично відсутня.

У кожній групі типових схем роздавальних коробок є кілька варіантів, що відрізняються загальним числом валів, способом перемикання ступенів, розташуванням елементів перемикання.

Багато схем, крім вхідного й вихідних валів, включають ще проміжний вал.

Схеми із проміжним валом мають відповідно більшу кількість зубчастих коліс і підшипників, але забезпечують більш широкі компоновальні можливості. Схема із проміжним валом дозволяє розподілити передаточне число нижчого ступеня між двома парами зубчастих коліс і тим самим зменшити діаметр веденого зубчастого колеса.

Таким чином, при однакових відстанях між осями вхідного вала й вала привода переднього мосту й передаточних числах нижчого ступеня, схема із проміжним валом забезпечує більшу компактність роздавальної коробки в поперечному напрямку, ніж схема без проміжного вала. Крім того, при співвісному розташуванні вихідних валів у схемі із проміжним валом менший реактивний момент, що діє на елементи кріплення роздавальної коробки.

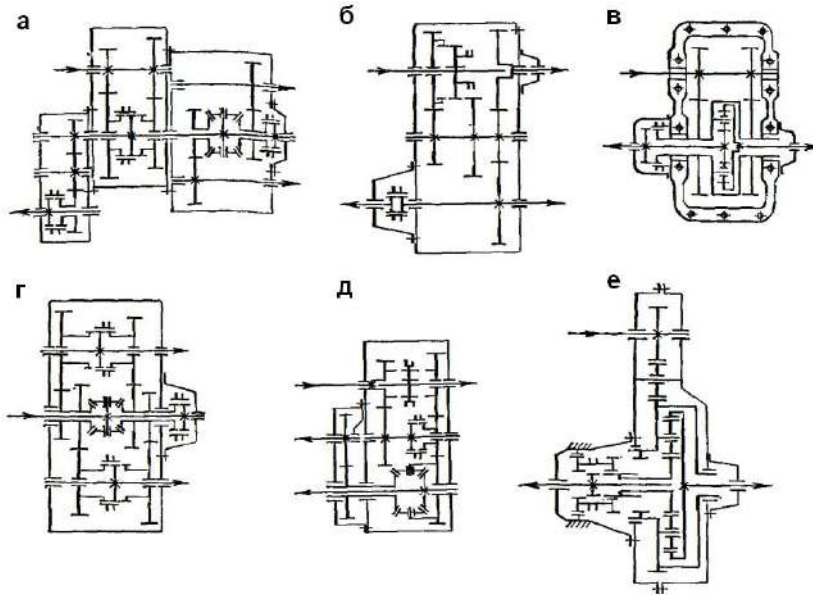
Для таких схем реактивний момент дорівнює різниці вихідного й вхідного моментів. При відсутності проміжного вала в схемі зі співвісними вихідними валами реактивний момент дорівнює сумі вихідного й вхідного моментів.

На рис. 5.4 показані схеми деяких роздавальних коробок, що відрізняються від типових. Особливістю схем, показаних на рис. 5.4, а, б, є наявність трьох вихідних валів. Перша схема має диференціальний привод до середнього й заднього мосту, й блокований – до переднього; друга схема – блокований привод до всіх трьох мостів.

Для схем, показаних на рис. 5.4, в, г, характерний поділ потоку потужності, що проходить через зубчасті зачеплення. Перша з них має диференціальний привод; потік потужності на вхідному валу ділиться між двома однаковими зубчастими передачами, а підсумовується на корпусі диференціала.

При такій схемі для найбільш повного використання матеріалу зубчастих коліс і рівномірного завантаження паралельних передач потрібна висока точність і повна ідентичність виконання останніх. Друга схема (рис. 5.4, г) має два ідентичні двоступінчасті редуктори, розташовані за міжосьовим диференціалом. За рахунок ускладнення конструкції забезпечується рівномірне завантаження паралельних редукторів.

У схемі, показаній на рис. 5.4, д, три вихідні вали – вал блокованого привода заднього мосту й два вали диференціального привода бортових передач передніх коліс. Прийняте розташування муфт перемикачів забезпечує на вищому ступені пряму передачу всієї потужності на задній міст.



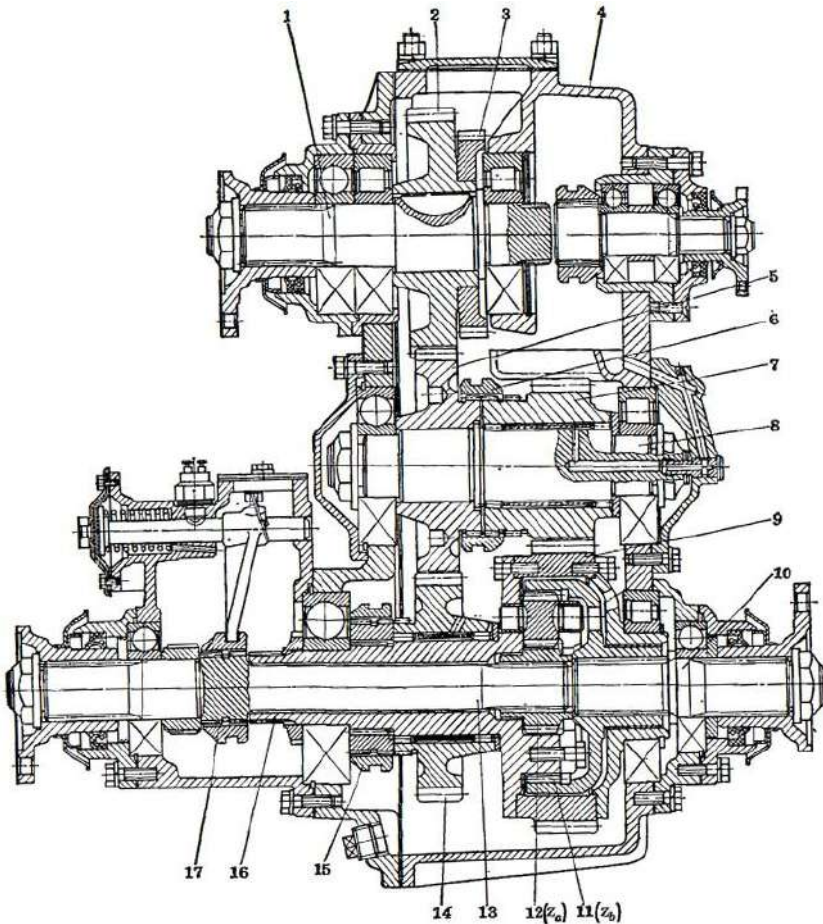
а – КрАЗ-255; б – ЗИЛ-157 К; в – Magirus-Deutz;  
г – Т-70 (США); в – Berliet; е – Magirus Д15/Д22

Рисунок 5.4 – Схеми комбінованих роздавальних коробок

На рис. 5.4, е показана схема двоступінчастої роздавальної коробки із планетарним редуктором. Планетарний триланковий механізм використовується як редуктор на вищому ступені, при цьому вся потужність передається на задній міст. На нижчому щаблі включено обидва мости й зазначений планетарний механізм використовується в якості несиметричного міжосьового диференціала, який якщо буде потреба може бути блокований.

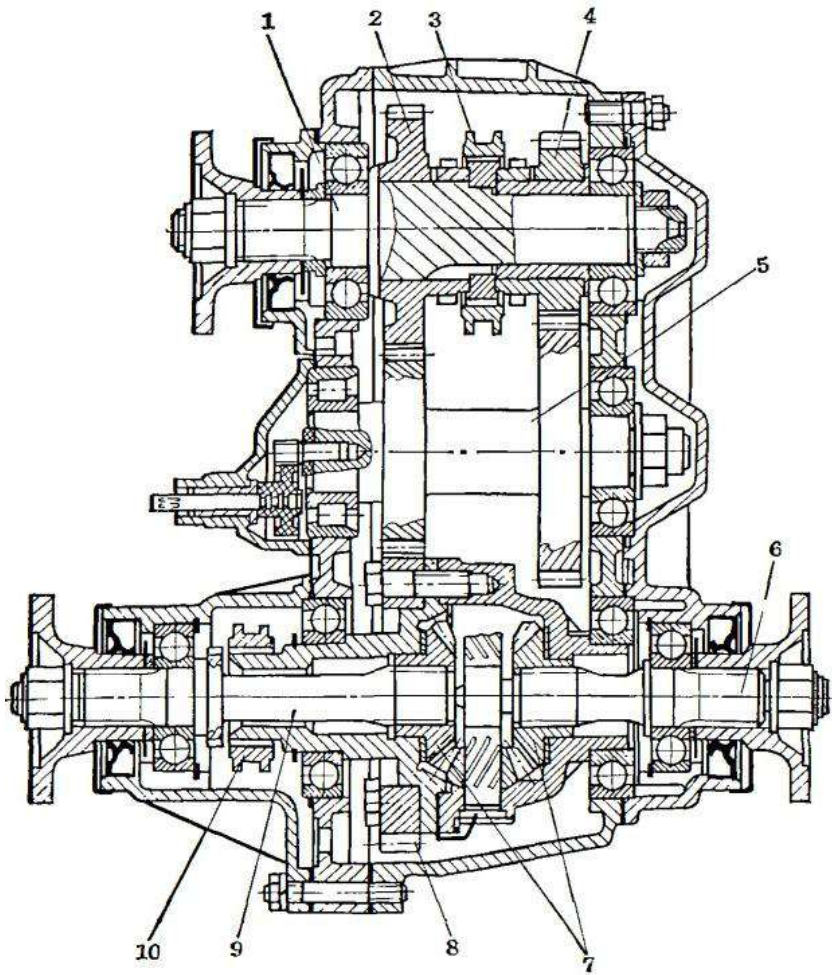
У роздавальних коробках вантажних повноприводних автомобілів передбачається установка механізму відбору потужності. Відбір, як правило, проводиться із вхідного вала.

Конструкції роздавальних коробок показані на рис. 5.5-5.8.



- 1 – вхідний вал; 2 – ведуча шестерня; 3 – шестерня відбору потужності;  
 4 – картер коробки; 5 – нерухома шестерня; 6, 15 – муфта; 7 – шестерня нижчого ступеня; 8 – проміжний вал; 9 – шестерня вихідного вала;  
 10 – вихідний вал; 11 – епіцикл диференціала; 12 – центральна шестерня диференціала; 13, 16 – вали; 14 – шестерня вищого ступеня;  
 17 – муфта блокування диференціала

Рисунок 5.5 – Роздавальна коробка автомобіля КамАЗ-4310



- 1 – вхідний вал; 2 – шестерня вищого ступеня;  
 3 – двостороння муфта; 4 – шестерня нижчого ступеня;  
 5 – проміжний вал; 6, 9 – вихідні вали;  
 7 – шестерня диференціала; 8 – ведена шестерня;  
 10 – муфта блокування диференціала

Рисунок 5.6 – Роздавальна коробка автомобіля ВА3-2121

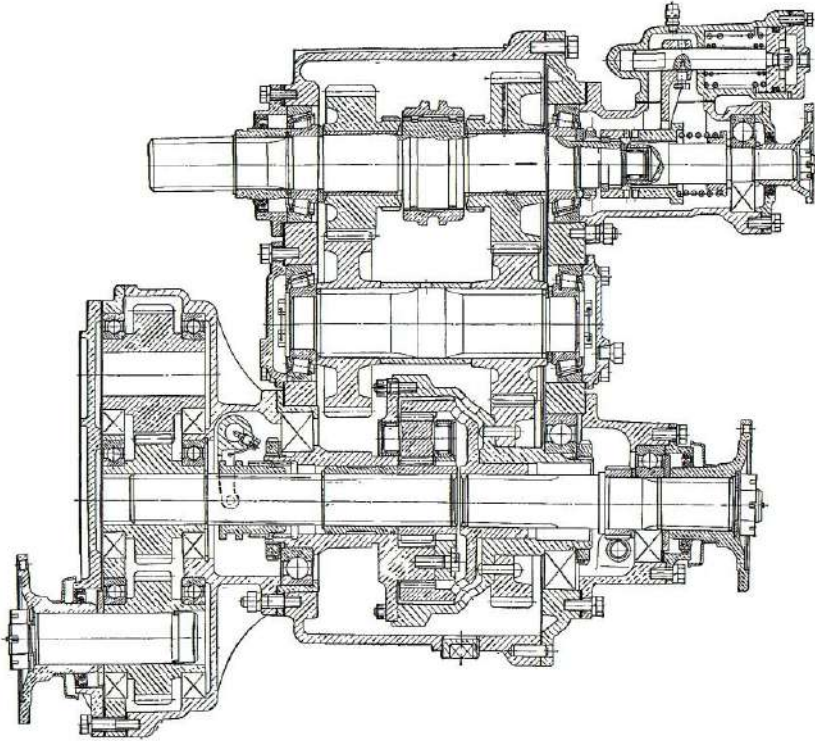


Рисунок 5.7 – Роздавальна коробка автомобіля МАЗ-509П

Залежно від прийнятої схеми, при роботі механізму відбору потужності, зубчасті колеса роздавальної коробки можуть обертатися без навантаження (рис. 5.1, б, 5.3, б) або бути нерухливими (рис. 5.1, а, в, 5.3, а, в).

У першому випадку може бути забезпечене досить тривале змащування елементів роздавальної коробки й механізму відбору потужності розбризкуванням масла. У другому – можливе лише короткочасне змащування елементів механізму відбору потужності, а також підшипників вхідного вала, й установлених на ньому шестірень, маслом, що потрапило на деталі при русі автомобіля.

Якщо передбачається більш тривала робота механізму відбору потужності, то встановлюється масляний насос із



приводом від вхідного вала або вала механізму відбору. Вибір схеми роздавальної коробки проводиться також з урахуванням необхідного напрямку обертання карданних валів і умов їх розміщення.

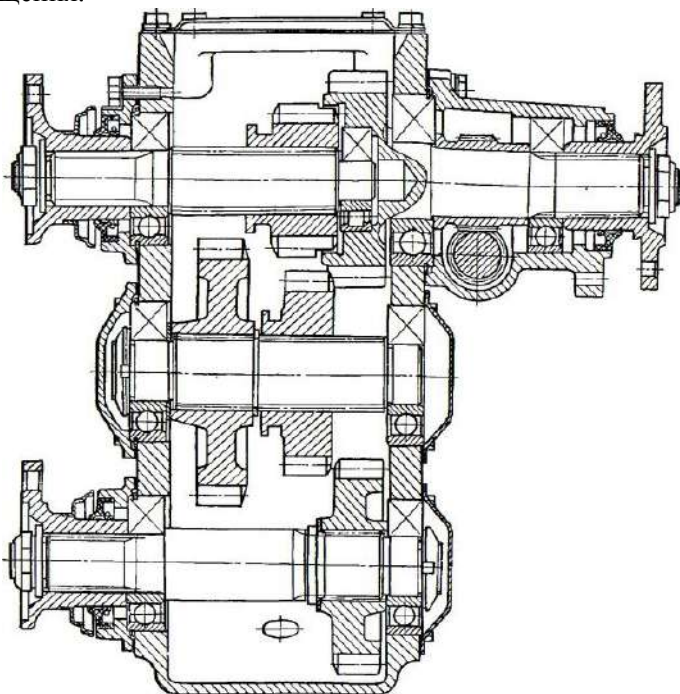


Рисунок 5.8 – Роздавальна коробка автомобіля ГАЗ-66

Так, наприклад, умови розміщення карданного вала привода переднього мосту іноді роблять доцільною установку додаткової зубчастої передачі між відповідним вихідним валом роздавальної коробки й валом привода переднього мосту.

Таку передачу мають роздавальні коробки автомобілів МАЗ-509 (рис. 5.7) і КрАЗ-255 (рис. 5.4, а). Установка додаткової передачі дозволяє уніфікувати роздавальні коробки різних модифікацій цих автомобілів, що відрізняються розташуванням карданного вала привода переднього мосту. Двоступенева роздавальна коробка тривісного повноприводного автомобіля

КамАЗ (рис. 5.5) має несиметричний міжосьовий циліндричний диференціал і постійно включений привод переднього мосту.

На вхідному валу 1 закріплена ведуча шестірня 2, що входить у зачеплення із шестірнею 6, установленою нерухомо на проміжному валу 8. Шестірні нижчого ступеня 7 і вищого 14, вільно встановлені, відповідно на проміжному валу 8 і пустотілому валу 16 корпуса диференціала. Включення нижчого ступеня проводиться при переміщенні муфти 6, а вищого – муфти 15. Вихідний вал 10 привода мостів візка з'єднано з епіциклом 11 диференціала. Вал 13 привода переднього мосту з'єднано із центральною шестірнею 12 диференціала.

Відношення моментів на зазначених валах дорівнює відношенню чисел зубів епіциклу 11 і центральної шестірні 12 і обране рівним двом, що приблизно відповідає розподілу навантаження автомобіля між візком і переднім мостом. Для блокування диференціала встановлена муфта 17. Блокування має місце при з'єднанні цією муфтою валів 13 і 16. Передбачений відбір потужності від шестірні 3, а також на задньому кінці вхідного вала 1. Картер 4 роздавальної коробки має роз'єм в площині, перпендикулярній до осей валів.

Двоступінчаста роздавальна коробка повноприводного легкового автомобіля ВАЗ-2121 (рис. 5.6) має симетричний міжосьовий конічний диференціал і постійно включений привод переднього мосту. На вхідному валу 1 вільно встановлені шестірні вищого ступеня 2 і нижчого 4. Включення щаблів проводиться за допомогою двосторонньої муфти 3. Проміжний вал 5 виконаний разом із двома шестірнями у вигляді блоку. На корпусі диференціала закріплена ведена шестірня 8. Вихідні вали 6 і 9 з'єднані за допомогою шліців із шестірнями 7 диференціала. Для блокування диференціала встановлена муфта 10.

На рис. 5.7 показана двоступінчаста роздавальна коробка автомобіля лісовоза. Її особливістю є наявність у приводі додаткової передачі до переднього карданного вала.

Конструкція двоступінчастої роздавальної коробки із блокованим приводом вихідних валів, застосовуваної на автомобілі ГАЗ-66, показана на рис. 5.8. У цій коробці застосовані прямозубі колеса.

За рахунок використання модифікованого вихідного контуру

зі збільшеною висотою зубів, коефіцієнт перекриття в сполучених парах збільшено до 1,6. Це сприяє зменшенню шуму при роботі під навантаженням до припустимого рівня. Відсутність осьових сил у зачепленнях обумовлює застосування конструктивно найбільш простих радіальних кулькових підшипників. Схема роздавальної коробки забезпечує одночасне включення привода переднього мосту при включенні нижчого ступеня.

### 5.3 Міжосьові диференціали

Залежно від необхідного відношення крутних моментів на вихідних валах роздавальної коробки міжосьовий диференціал виконується симетричним або несиметричним. При цьому використовуються триланкові диференціальні зубчасті механізми типів А, D, Е.

Для несиметричних диференціалів перевага віддається механізму типу А, а для симетричних – типу Е. Значення параметра  $p$  для несиметричного міжосьового диференціала вибирається виходячи з доцільного співвідношення між крутними моментами на вихідних валах, що забезпечує найкраще використання зчпної ваги автомобіля.

Повне використання зчпної ваги при однакових коефіцієнтах зчеплення шини з дорогою  $\phi$  для всіх ведучих коліс має місце, якщо відношення моментів на вихідних валах роздавальної коробки дорівнює відношенню часток зчпної ваги, що доводяться на відповідні ведучі мости. Практично зазначена рівність дотримується приблизно:

$$|p| = z_b/z_a \approx G_{\phi b}/G_{\phi a}, \quad (5.1)$$

де  $G_{\phi b}$ ,  $G_{\phi a}$  – зчпна вага, що доводиться на вихідні вали роздавальної коробки, з'єднані з ланкою  $b$  і  $a$  диференціала відповідно.

Відношення крутних моментів на вихідних валах  $M_b/M_a$  для диференціала певної конструкції залишається практично постійним, оскільки вплив внутрішніх сил тертя між деталями заблокованого диференціала незначний. Якщо автомобіль

виявляється в умовах, при яких для одного із ведучих мостів коефіцієнт зчеплення шин з дорогою значно менший, чим для інших, внаслідок сталості відносини  $M_b/M_a$  гранична тяглова сила відповідно знижується не тільки на колесах цього мосту, але також і на інших колесах.

У цих умовах прохідність автомобіля погіршується. У якості засобів боротьби із зазначеним недоліком диференціального приводу застосовують самоблоковані диференціали або примусове блокування простого диференціала. У роздавальних коробках установлюються, як правило, прості диференціали із примусовим блокуванням.

Наявність муфти блокування в простих міжосьових диференціалах є обов'язковою. У роздавальних коробках з диференціальним приводом використовуються циліндричні й конічні міжосьові диференціали: циліндричні – для несиметричних диференціалів, конічні – для симетричних.

Сателіти конічних диференціалів мають наскрізні отвори й установлюються на осях. У циліндричних диференціалах сателіти виконуються із шипами, які встановлюються в отвори корпусу (води́ла).

Корпус диференціала роблять зазвичай із двох частин, що з'єднуються гвинтами. Приводна шестірня кріпиться до корпусу гвинтами або заклепками. У деяких конструкціях (рис. 5.5) приводна шестірня 9 використовується як середня частина корпусу диференціала. Міжосьовий диференціал роздавальної коробки повинен бути досить компактним, щоб його можна було розмістити в радіальних габаритах приводної шестірні, що закріплюється на корпусі.

Зубчасті колеса й підшипники сателітів є тому особливо напруженими елементами диференціала. Вибір параметрів зубчастих коліс і підшипників сателітів проводиться за умовою міцності при навантаженнях двох рівнів: максимальному моменті, що обмежується зчепленням шин при  $\varphi=0,8$ , і максимальному динамічному моменті  $M_{j\max}$ .

По навантаженню першого рівня визначаються напруги в зубчастих колесах і умовне питома навантаження на поверхнях, оброблених під підшипники сателітів. Зазначені показники зіставляються зі статистичними для успішно працюючих

конструкцій. По навантаженню другого рівня визначаються максимальні напруги в зубчастих колесах і максимальне статичне навантаження на підшипники сателітів. Оцінка отриманих показників проводиться як і для зубчастих коліс і підшипників коробок передач.

#### 5.4 Елементи керування роздавальними коробками

Для керування роздавальною коробкою використовуються зубчасті муфти й рідше пересувні зубчасті колеса. Переміщення зубчастих муфт і пересувних коліс проводиться за допомогою вилок, установлених на штоках. Перемикання ступенів передбачається звичайно при зупинці автомобіля, і синхронізатори для полегшення включення муфт, за рідкісним винятком, не застосовуються.

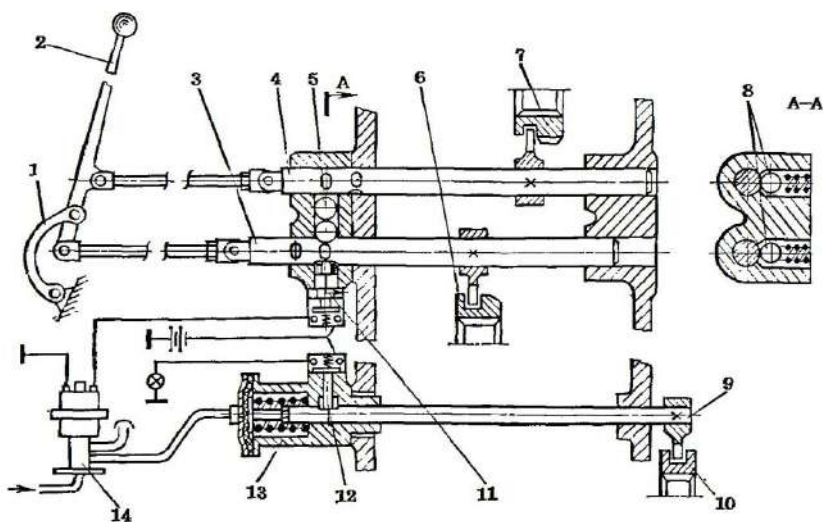
Привод до штоків вилок виконується механічним, пневматичним або електропневматичним. При **виборі типу приводу** враховуються:

- відстань від робочого місця водія до роздавальної коробки;
- тип кабіни;
- вимоги комфортабельності;
- наявність на автомобілі постійно діючого джерела стисненого повітря.

У роздавальних коробках із блокованим приводом, що періодично включається допоміжним мостом, привод перемикачів повинен забезпечувати включення допоміжного мосту при включенні нижчого ступеня. Ця вимога задовольняється різними способами:

- блокуванням у приводі переміщень відповідних штоків;
- вибором самої схеми роздавальної коробки (рис. 5.2, а і 5.8);
- застосуванням автоматичної системи, де в якості сигналу використовується переміщення штока вилки включення нижчого ступеня.

У системі керування роздавальною коробкою автомобіля ЗИЛ-131 (рис. 5.9) привод штоків вилок перемикачів щаблів є механічним, а штока вилок включення переднього мосту – електропневматичним.



1 – сержка важеля; 2 – важіль перемикання ступенів;  
 3, 4 – шток і вилка включення відповідно нижчого і вищого ступенів;  
 5 – кульки блокувального механізму; 6, 7 – муфта включення відповідно  
 нижчого і вищого ступенів; 8 – кульки фіксаторів; 9 – шток і вилка  
 включення приводу переднього моста; 10 – муфта включення приводу  
 переднього моста; 11, 12 – мікрореле відповідно приводу  
 переднього моста і сигнальної лампи; 13 – пневматична діафрагмова  
 камера включення приводу переднього моста; 14 – електроповітряний  
 клапан управління приводом переднього моста

Рисунок 5.9 – Управління роздавальною коробкою ЗІЛ-131  
 з електропневматичним включенням переднього моста

При включенні нижчого щабля шток 3, впливаючи на мікрореле, замикає ланцюг живлення обмотки електроповітряного клапана 14, який відкриває доступ стисненого повітря в пневматичну діафрагмову камеру 13.

Під дією стисненого повітря шток вилки включення привода переднього моста переміщується. Включення останнього відбувається стисненим повітрям, а вимкання – зворотною пружиною пневмокамери. Зворотна пружина, виявляючи опір при включенні, тим самим зменшує навантаження на торці зубів. Щоб було можливо передній міст включати також і на вищому

ступені, в кабіні встановлений відповідний електровимикач, що замикає при необхідності ланцюг живлення електроповітряного клапана 14.

На рис. 5.3, в була показана схема роздавальної коробки з автоматичним включенням переднього мосту за допомогою роликової муфти вільного ходу. Кінематична неузгодженість забезпечується відповідним вибором передаточного числа додаткової передачі ДП – або за рахунок відповідного збільшення передаточного числа головної передачі переднього мосту. У цьому випадку додаткова передача не потрібна.

Система автоматичного включення привода допоміжного мосту, заснована на використанні роликової муфти вільного ходу, широкого поширення не одержала внаслідок можливого перевантаження заднього мосту на нижчому щаблі й малої довговічності муфти.

Прохідний редуктор автомобіля МА3-7310 (рис. 5.3, г) подібно роздавальній коробці має вузол розгалуження потоку потужності, виконаний у вигляді двосторонньої кулачкової муфти вільного ходу. Таку муфту умовно називають диференціалом вільного ходу, у цьому випадку міжосьовим диференціалом.

### **5.5 Додаткові коробки передач**

Застосування багатоступінчастих коробок передач, у цей час є основним засобом збільшення кількості ступенів і розширення діапазону передаточних чисел механічної трансмісії. Їхньому розвитку передувало використання таких засобів, як установка додаткової коробки передач або двоступінчастої головної передачі. Двоступінчасті головні передачі помітного розвитку не одержали через значне ускладнення керування перемиканням ступенів. Керування виявляється особливо складним, якщо перемикання необхідно робити одночасно в декількох ведучих мостах багатоприводного автомобіля.

Застосування додаткових коробок передач відноситься до періоду, коли почали розвиватися перевезення за допомогою автопоїздів. Спеціалізовані підприємства на той час мали налагоджене виробництво коробок передач із числом ступенів 4-5.

Спочатку виявилось доцільним збільшувати число ступенів і діапазон передаточних чисел шляхом установки додаткових коробок передач із числом ступенів 2...4. Додаткові коробки мали технологічну наступність із основними коробками передач, що випускалися в той час. Надалі, з метою спрощення керування, зменшення металоємності й досягнення компактності, основна й додаткова коробки передач у трансмісії були замінені багатоступінчастою коробкою передач.

Додаткова коробка передач відрізняється від основної числом ступенів, у ній відсутня передача заднього ходу, а первинний вал має іншу конструкцію. На рис. 5.10 показана конструкція триступінчастої додаткової коробки передач.

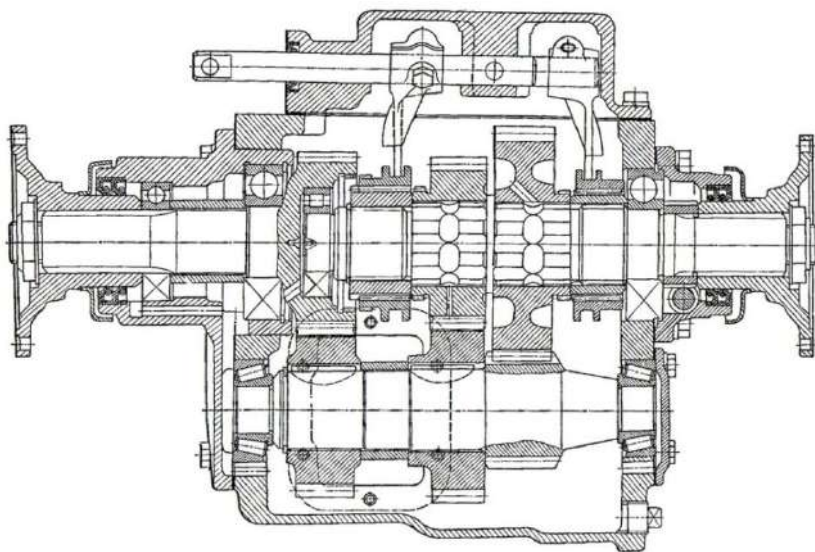


Рисунок 5.10 – Триступінчаста додаткова коробка передач

Ця коробка виконана по співвісній трьохвальній схемі. Зубчасті колеса перебувають у постійному зачепленні. Перемикання ступенів проводиться за допомогою зубчастих муфт. Синхронізаторів немає.

Механізм перемикання розташований у верхній кришці. Для керування в кабіні водія встановлюються два важелі, один – для



основної коробки, другий – для додаткової. Привод від важеля до механізму перемикання додаткової коробки дистанційний механічний.

У більшості випадків загальний ряд передаточних чисел основної і додаткової коробки передач складається з декількох діапазонів. Перемикання додаткової коробки передач проводиться при зміні дорожніх умов і означає перехід на інший діапазон передаточних чисел.

При русі перемикається звичайно тільки основна коробка передач. Таким чином, використання додаткової коробки передач для збільшення кількості ступенів і діапазону передаточних чисел трансмісії аналогічно використанню із цією же метою двоступінчастої роздавальної коробки.

На рис. 5.11 показана конструкція двоступінчастої додаткової коробки передач автомобіля бх4. Ця коробка виконана на базі роздавальної коробки автомобіля бхб і має з останньою значний ступінь уніфікації.

Показана додаткова коробка передач разом із установленою на автомобілі п'ятиступінчастою основною коробкою передач, забезпечує одержання 10 ступенів передаточного числа, що включають два діапазони – вищий (при русі автомобіля в легких і середніх умовах) і нижчий (при русі в тяжких умовах).

## **5.6 Вибір розмірів і розрахунки основних деталей**

Зубчасті колеса в роздавальних і додаткових коробках виконуються переважно косозубими. У випадку застосування прямозубих коліс, приймаються заходи для зменшення гучності їх роботи (наприклад, у конструкції роздавальної коробки автомобіля ГАЗ-66).

Із цією же метою застосовуються зубчасті колеса з непарним числом зубів. Навантаження на зубчасті колеса роздавальних коробок вище навантажень, що діють у коробці передач, установленій на даному автомобілі. Внаслідок цього зубчасті колеса роздавальних коробок мають трохи більшу відносну робочу ширину й на 15÷25 % більший модуль, чим в коробці передач.

Коефіцієнт робочої ширини зубчастих коліс ( $\psi_a = b_w/a_w$ ) приймають в межах 0,18...0,22 для автомобілів малої

вантажопідйомності й  $0,22 \div 0,38$  для інших. Сумарне число зубів у парі  $Z_{\Sigma}$  й кут нахилу лінії зуба  $\beta$  перебувають приблизно в тих же межах, які характерні для механічних коробок передач.

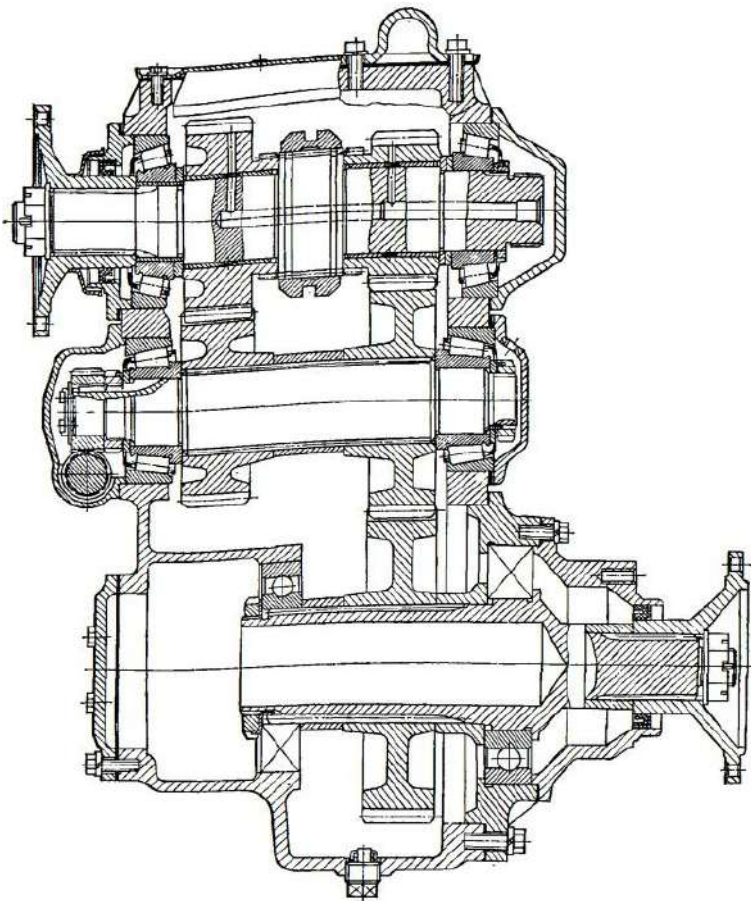


Рисунок 5.11 – Двоступінчаста додаткова коробка передач автомобіля Урал-377

Напрямок лінії зуба вибирається з умови найбільш раціонального навантаження підшипникових вузлів, а міжосьові відстані в роздавальних коробках – з урахуванням особливостей передачі силового потоку для різних типових схем. У

роздавальних коробках із проміжним валом і співвісними вихідними валами міжосьова відстань між вхідним і проміжним валом попередньо приймається приблизно рівною міжосьовій відстані в коробці передач. Трохи більшою (на  $10\div 25\%$ ) міжосьова відстань між проміжним й вихідними валами.

У роздавальних коробках без проміжного вала міжосьова відстань вибирається на  $25\div 40\%$  більше міжосьової відстані в коробці передач. У роздавальних коробках із проміжним валом, неспіввісними вихідними валами, приводом переднього мосту що періодично включається, міжосьові відстані вибираються приблизно рівними міжосьовій відстані в коробці передач.

Перевірочні розрахунки зубчастих коліс виконуються з урахуванням навантажень на всіх можливих режимах, обумовлених включеним ступенем у коробці передач і в роздавальній коробці. Доцільно спочатку визначити розрахункові крутні моменти на первинному валу основної коробки передач для кожного її ступеня окремо, враховуючи спочатку вищий ступінь у роздавальній коробці, а потім – нижчий.

При визначенні розрахункового моменту слід враховувати, що для режиму, на якому в роздавальній коробці включений нижчий ступінь, і в коробці передач також нижчий ступінь, момент по зчепленню ведучих коліс повинен визначатися при меншому значенні коефіцієнта  $\phi$  (наприклад,  $\phi = 0,6\div 0,5$ , що відповідає дорожнім умовам, при яких рекомендується використовувати зазначений режим).

Потім слід розподілити загальний пробіг автомобіля й установити відносний пробіг для кожного режиму. Для кожної зубчастої пари роздавальної коробки необхідно встановити ті режими, на яких вони перебувають під навантаженням.

Подальші розрахунки виконуються в порядку, зазначеному вище для зубчастих коліс коробок передач. Розрахункові моменти й частота обертання для зубчастих коліс роздавальної коробки визначаються виходячи зі значень цих величин на первинному валу основної коробки передач.

Вали роздавальних коробок виконуються більш жорсткими, ніж вали основної коробки. Вибір їх діаметрів виконується з урахуванням уніфікації підшипників і приводних фланців. Для валів більшості роздавальних коробок відношення найбільшого

діаметра до відстані між серединами опор  $d/l \approx 0,25 \div 0,35$ , найбільшого діаметра до міжосьової відстані  $d/a_w \approx 0,35 \div 0,45$ . Перевірочні розрахунки валів роздавальних коробок виконуються в порядку, зазначеному вище для валів коробок передач.

Для підшипників роздавальних коробок зазвичай  $D/a_w \approx 0,6 \div 0,8$ . Переважне застосування мають кулькові радіальні підшипники середньої серії. У деяких конструкціях для опори з меншим радіальним навантаженням застосовується кульковий радіальний підшипник, а на іншій опорі – роликівий радіальний.

Перший сприймає комбіноване навантаження, а другий – тільки радіальне. Якщо осьове навантаження таке, що установка кулькового підшипника, здатного її сприймати, утруднене по конструктивних умовах або економічно недоцільне, встановлюються конічні роликівий підшипники й забезпечується можливість їхнього регулювання.

Застосування більш складних підшипникових вузлів доцільне лише при особливо тяжких умовах роботи й малих габаритах вузлів. При виконанні перевірочних розрахунків підшипників роздавальних (додаткових) коробок, дотримуються того ж порядку, який зазначений вище для підшипників коробок передач.

Габарити картера роздавальної коробки в поперечній площині визначаються міжосьовими відстанями й заданими передаточними числами, а його конфігурація – визначається відносним розташуванням валів, яке вибирається з урахуванням необхідного просвіту під картером і умов розміщення карданних валів.

У деяких випадках вибір міжосьової відстані залежить від умов розміщення карданних валів. Як правило, роздавальна коробка виконується окремо від коробки передач і має самостійну підвіску на рамі або кузові.

### **Питання для самоперевірки**

1. Що таке роздавальна коробка?
2. Перелічіть основні вимоги до конструкції роздавальної коробки.
3. Де може бути встановлена роздавальна коробка?
4. По яких ознаках класифікуються роздавальні коробки?

5. Як роздавальні коробки класифікують по характеру розподілу силового потоку?
6. Яка кількість вихідних валів у роздавальній коробці?
7. Як роздавальні коробки класифікують по періодичності включення привода допоміжного ведучого мосту?
8. Перелічіть найпоширеніші кінематичні схеми роздавальних коробок.
9. Яка схема роздавальних коробок дозволяє мати постійно включений привод усіх ведучих мостів?
10. При якій схемі роздавальних коробок відсутня циркуляція потужності у приводі ведучих мостів?
11. Яке призначення муфти примусового блокування міжосьового диференціала?
12. Чому не дозволяється блокувати диференціал під час руху на сухих твердих дорогах?
13. Який недолік схем роздавальних коробок із проміжним валом?
14. Для чого використовується триланковий планетарний механізм?
15. Як забезпечується тривале змащування елементів роздавальної коробки?
16. Коли має місце повне використання зчпної ваги при однакових коефіцієнтах зчеплення шини з дорогою  $\phi$  для всіх ведучих коліс?
17. Для чого застосовують самоблоковані диференціали?
18. Як здійснюється керування роздавальною коробкою?
19. Що треба врахувати при виборі типу привода коробки?
20. Для чого призначені додаткові коробки передач?
21. Як здійснюється керування додатковою коробкою передач?
22. Як здійснюється вибір розмірів і розрахунки основних деталей роздавальних і додаткових коробок передач?
23. Чим обумовлені габарити картера роздавальної коробки передач?

## 6 БЕЗСТУПІНЧАСТІ ТА КОМБІНОВАНІ ПЕРЕДАЧІ

Порівнюючи східчасті й безступінчасті передачі, насамперед розглядають дві проблеми: можливість реалізації максимальної тягової сили у всьому діапазоні швидкостей руху  $v_a$  й можливість одержання мінімальних витрат палива при часткових навантаженнях двигуна.

Максимальні значення тягової сили в широкому діапазоні швидкостей руху забезпечують інтенсивний розгін автомобіля. Сила тяги  $P_{тN}$  при максимальній потужності двигуна  $N_{e \max}$ :

$$P_{тN} = 1000 N_{e \max} \eta_{тр}/v_a, \quad (6.1)$$

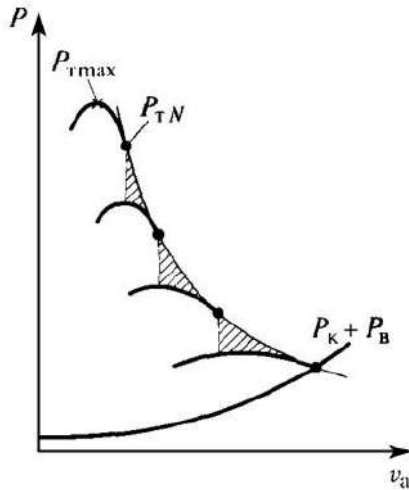
де  $\eta_{тр}$  – ККД трансмісії.

При східчастій коробці передач на кожній передачі буде тільки одна точка на графіку силового балансу (рис. 6.1), відповідна до режиму  $N_{e \max}$ . Проведемо через ці точки огинаючи лінію – гіперболу ( $P_{тN}v_a = \text{const}$ ). Це і буде залежність для безступінчастої передачі:

$$P_{т \max} = f(v_a) \quad (6.2)$$

Якщо ККД східчастої коробки передач і безступінчастої передачі однакові, тоді з безступінчастою передачею можна одержати більш високі значення тягової сили в діапазоні швидкостей  $v_{\min}$ - $v_{\max}$  на величину заштрихованих на рис. 6.1 площ. Витрати палива зменшити можна, якщо, включивши при рівномірній швидкості руху підвищувальну передачу замість прямої, перевести двигун із зони малих навантажень із великими питомими витратами палива в зону більш високих навантажень із малими питомими витратами палива.

У сучасних східчастих коробках передач легкових автомобілів з бензиновими двигунами звичайно є підвищувальна передача з передаточним числом близько 0,8, яку включають замість прямої передачі при тривалому русі з високою швидкістю. При одній підвищувальній передачі можливості поліпшення паливної економічності невеликі.



$P_T$  – сила тяги;  $P_K$  – сила опору коченню;  
 $P_B$  – сила опору повітря

Рисунок 6.1 – Графік силового балансу

При безступінчастій передачі з досить більшим діапазоном підвищувальних передаточних чисел, приблизно від 1,0 до 0,5, можливості поліпшення паливної економічності набагато ширші.

Таким чином, безступінчаста передача з високим ККД, досить великим діапазоном передаточних чисел і автоматичною системою керування може забезпечити автомобілю більш високі швидкісні й паливно-економічні властивості в порівнянні зі східчастою коробкою передач.

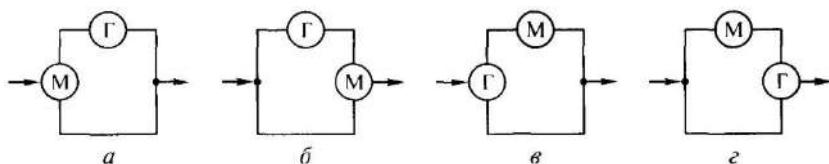
При цьому при використанні безступінчастої передачі зменшується час розгону, полегшується керування, підвищується прохідність, тому що зміна передаточного числа відбувається автоматично без розриву силового потоку. Існуючі конструкції безступінчастих і комбінованих передач у різному ступені забезпечують реалізацію зазначених переваг.

**Безступінчасті передачі**, як і східчасті, розділяють по характеру зв'язку між ведучим і веденим валами: механічні (фрикційні, імпульсні), гідравлічні (гідрооб'ємні, гідродинамічні), електричні. Крім того, безступінчасті передачі розділяють на дві групи: статичні й динамічні. У статичних

(фрикційних, гідрооб'ємних) силові параметри ( $M$ ) не залежать від кінематичних ( $\omega$ ), у динамічних (імпульсних, гідродинамічних) – залежать.

На легкових автомобілях з механічних безступінчастих передач в основному застосовуються клиноремінні варіатори. На важких кар'єрних самоскидах застосовують електропередачі із вбудованими у ведучі колеса електродвигунами. Електропередачі застосовують на електромобілях. В останні роки з'явилися легкові автомобілі з гібридним приводом: двигун внутрішнього згоряння й акумуляторні батареї.

**Комбіновані передачі** (безступінчасті зі ступінчастими): гідромеханічні, електромеханічні – розділяють по способу їх з'єднання: з послідовним (однопотокові) і з паралельним з'єднанням (двох-, трьохпоточні). Останні ділять на передачі із внутрішнім (у безступінчастій передачі – Г) – рис. 6.2, в, г і з зовнішнім (у ступінчастій передачі – М) – рис. 6.2, а, б розгалуженням силового потоку.



- а, б – із зовнішнім розгалуженням силового потоку;
- в, г – із внутрішнім розгалуженням силового потоку;
- М – механічна східчаста передача;
- Г – безступінчаста передача (гідротрансформатор)

Рисунок 6.2 – Структурні схеми комбінованих передач із паралельними потоками потужностей

Передачі із внутрішнім розгалуженням забезпечують збільшення зони високих ККД в 1,5÷2 рази без підвищення максимального ККД. Передачі із зовнішнім розгалуженням забезпечують збільшення максимального ККД без збільшення зони високих ККД.

Найбільше застосування на автомобілях одержали ГМП, що складаються із послідовно з'єднаних безступінчастої гідродинамічної передачі (звичайно гідротрансформатора – ГДТ)



і східчастої механічної (як правило, планетарної).

У ГМП автомобілів в основному використовують нерегульовані ГДТ прямого ходу з доцентровою турбіною, причому реактор у них установлений на механізмі вільного ходу. Це дозволяє їм працювати не тільки на режимах трансформації моменту, але й на режимах гідромуфти. Такі ГДТ називають комплексними.

### **6.1 Фрикційні передачі**

У фрикційних безступінчастих передачах крутний момент із ведучої ланки на ведену ланку передається через поверхні тертя обертових деталей, що притискаються один до одного. Обов'язковою для роботи фрикційної безступінчастої передачі (часто їх називають варіаторами) є умова:

$$\mu > k_c, \quad (6.3)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя ковзання;

$k_c$  – відношення дотичної сили на поверхні контакту до нормального (перпендикулярному до дотичної сили) зусилля притиснення поверхонь контакту.

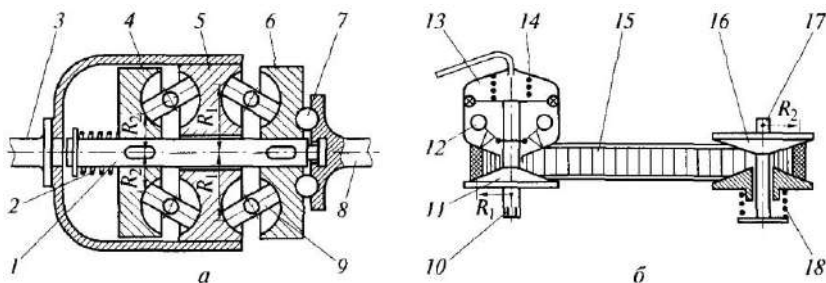
Якщо величина  $k_c$  буде більше коефіцієнта тертя, різко збільшується проковзування поверхонь контакту, що призводить до їхнього швидкого зношування й виходу з ладу передачі.

Фрикційні передачі не мають внутрішнього автоматизму, тому для зміни передаточного числа потрібна САУ. Крім того, як і для східчастих механічних коробок передач, необхідні механізм реверсу для забезпечення руху заднім ходом, а також муфта початку руху (зчеплення або ГДТ). На поверхнях контакту є проковзування, що відбивається на ККД і терміні служби фрикційної передачі.

### **6.2 Торевий варіатор**

Передачі цього типу застосовувалися на англійських автомобілях малого класу, а фірмою «Ніссан» торевий варіатор був розроблений для легкових автомобілів із двигунами потужністю до 176 кВт.

Торовий варіатор звичайно складається із ведучого вала 8 (рис. 6.3, а), з'єднаного кульковим навантажувальним пристроєм 7 з валом 1, на якому закріплені ведучі диски 4 і 6, і веденого вала 3, на якому закріплений ведений диск 5. На ведучих і ведених дисках є торові поверхні, у які впираються ролики 9.



а – торового варіатора; б – клиноремінного варіатора  
 із внутрішньою САУ; 1 – вал варіатора; 2, 14, 18 – пружини;  
 3, 17 – ведені вали; 4, 6 – ведучі диски; 5 – ведений диск;  
 7 – навантажувальний пристрій; 8, 10 – ведучі вали; 9 – ролики;  
 11 – ведучий шків; 12 – вантажі відцентрового регулятора;  
 13 – порожнина з розрідженням; 15 – ремінь; 16 – ведений шків

Рисунок 6.3 – Схеми фрикційних безступінчастих передач

Вони притиснуті пружиною 2 із зусиллям, пропорційним підведеному крутному моменту, що здійснюється пристроєм 7. Застосування двох торових передач в одному блоці дозволяє зменшити габарити й зрівноважити осьові сили на веденому диску.

Обертання ведучих дисків через ролики передається веденому диску. При цьому передаточне число визначається відношенням:

$$u_{\text{вар}} = \omega_1 / \omega_2 = sR_2 / R_1, \quad (6.4)$$

де  $s$  – відносне ковзання на поверхнях контакту;  
 $R_1, R_2$  – радіус відповідно ведучого й веденого шківів.

Передаточне число може бути більше або менше одиниці; коли площини роликів розташовуються паралельно осі передачі,

$u_{\text{вар}} = 1$ . Передаточне число міняється зі зміною положення роликів, установлених у загальній обоймі (аналогічної водилі планетарної передачі), відносно торових поверхонь веденого й ведучих дисків.

Загальний ККД варіатора становить близько 90÷94%. Термін служби при контактних напругах 2 000 ÷ 3 000 МПа невеликий, але різко зростає при напругах 800÷1 000 МПа. Однак при цьому габарити й маса варіатора зростають настільки, що його використання на автомобілях стає неприйнятним.

### **6.3 Клиноремінний варіатор**

Передачі такого типу застосовуються в основному на снігоходах, мотоциклах, легкових автомобілях, причому частка автомобілів із клиноремінним варіатором у світовому випуску становила за деяким даними близько 2 % в 2003 р. з передбачуваним ростом до 5 % в 2010 р.

Схема клиноремінного варіатора, що не має зовнішньої САУ, наведена на рис. 6.3, б. На ведучому валу встановлений ведучий шків 11, половина якого може переміщатися уздовж вала. Такий же шків 16 установлений на веденому валу 17. Крутний момент між шківками передається ременем 15. Передаточне число визначається по рівнянню (6.4) і змінюється одночасним розведенням-зведенням шківків.

При розгоні автомобіля на ведучий шків діють сили від вантажів 12 відцентрового регулятора й від розрідження в порожнині 13, з'єднаної із впускним колектором двигуна. Сума цих сил, долаючи силу пружин 14 і 18, зрушує половини ведучого шківка й розсовує половини веденого шківка. Так відбувається безступінчаста зміна передаточного числа, причому звичайно так само, як і в торовому варіаторі, симетрично щодо одиниці.

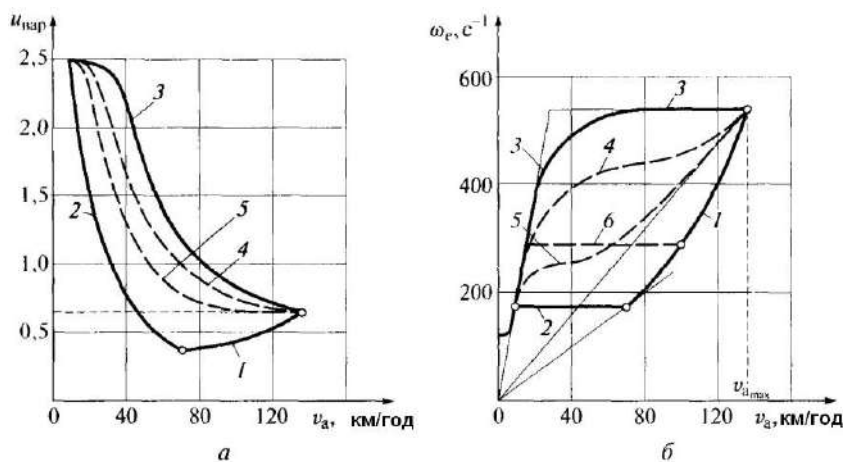
Введення відцентрового регулятора, що створює значне зусилля, що зрушує ведучий шків і тим самим зменшене передаточне число, зі збільшенням швидкості обертання ведучого шківка, перетворює не саморегулювальний клиноремінний варіатор у саморегулювальну передачу (наприклад, ГДТ).

Таке рішення (без зовнішньої САУ) дозволяє створити відносно просту безступінчасту передачу, що одержала широке

застосування на снігоходах і мотоциклах, а також на легкових автомобілях особливо малого класу фірми «DAF», Голландія, а потім і «Volvo» (модель 343), Швеція.

Часто на снігоходах і мотоциклах такий клиноремінний варіатор використовується без зчеплення, а функції зчеплення при рушанні з місця виконує ремінь. На режимі холостого ходу двигуна, ремінь вільно лежить на підшипнику ведучого вала. При збільшенні кутової швидкості вала двигуна, ремінь стиснутий ведучим шківом, передає тягову силу на ведений шків, а значить і на ведучі колеса або гусеницю. Зазвичай пробуксовування бічних поверхонь ременя щодо обертових дисків ведучого шківів призводить до значних зношувань і скороченню терміну служби ременя.

Крім цього недоліку, не наявного в легкових автомобілів, що використовують зчеплення або ГДТ, клиноремінному варіатору без зовнішньої САУ притаманне значне недовикористання поля передаточних чисел (штрихові лінії на рис. 6.4).



$$a - u_{\text{вар}} = f(v_a); \quad б - \omega_e = f(v_a);$$

1 – зона підвищувальних передач;

2, 5 – при мінімальній подачі палива; 3, 4 – при повній подачі палива;

6 – при частковій подачі палива;

----- – для варіатора без зовнішньої САУ;

————— – для варіатора із зовнішньою САУ

Рисунок 6.4 – Характеристики клиноремінного варіатора

Зокрема, без зовнішньої САУ неможливий швидкий вихід на режим максимальної потужності при максимальному передаточному числі, що призводить до більш повільного розгону.

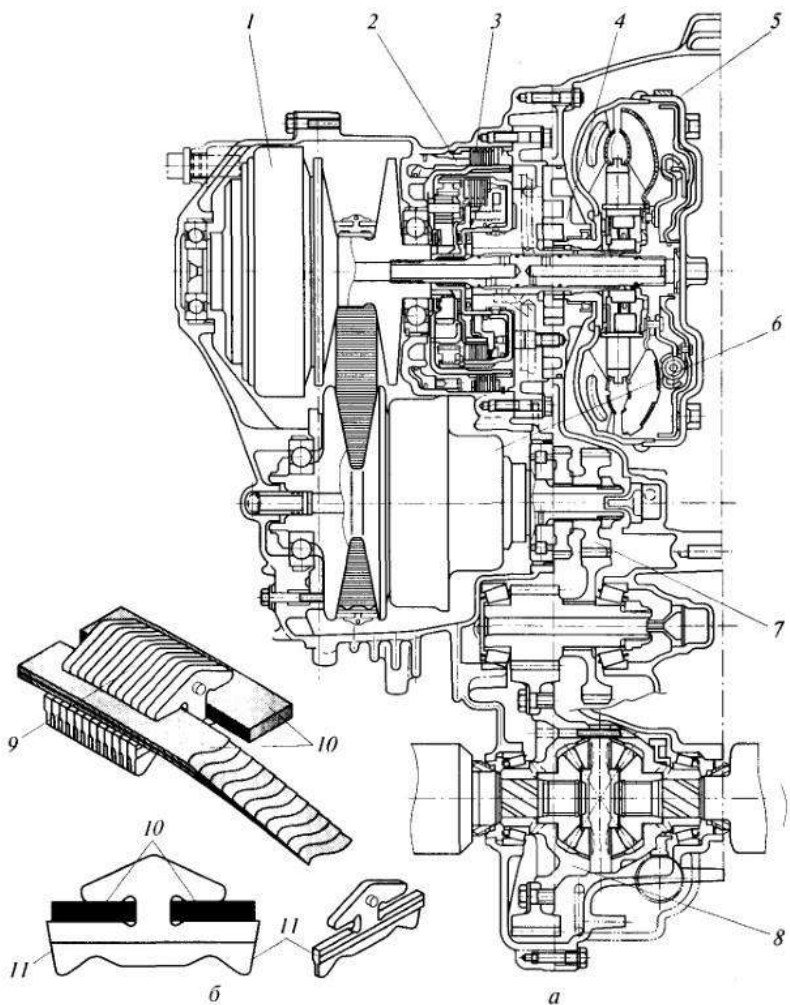
У снігоходах і мотоциклах цей недолік частково усувається використанням спеціальної конструкції відцентрового регулятора, що забезпечує одержання зворотної прозорості. При цьому на ведучий шків якийсь час передається крутний момент, набагато більший, ніж максимальний момент двигуна.

У багатьох сучасних варіаторів обидва шківів мають гідроциліндри й розводяться-зводяться тиском рідини, змінюваним зовнішньою САУ з електронним блоком. Їхня характеристика зазвичай має вигляд, відповідний до суцільних ліній на рис. 6.4. При цьому поле передаточних чисел використовується в значно більш широких межах.

Так, при повній подачі палива розгін спочатку відбувається при найбільшому передаточному числі клиноремінного варіатора, але при наближенні до максимальної частоти обертання двигуна САУ забезпечує плавне зменшення передаточного числа.

На максимальну частоту обертання колінчатого вала двигун виходить не при 29 км/год, а при 80 км/год. Це призводить до істотного зниження гучності двигуна в процесі розгону автомобіля при збереженні високої тягової сили, оскільки зі зменшенням передаточного числа клиноремінного варіатора зменшується коефіцієнт обліку обертових мас  $\delta_{вр}$ . Відповідно до сучасних уявлень використовується також зона підвищувальних передач, що забезпечують поліпшення паливної економічності автомобіля.

На рис. 6.5, а представлена коробка передач із клиноремінним варіатором фірми «Ніссан». У цій конструкції, як і в ГМП типу ГЗК, при рушанні з місця й русі переднім ходом спочатку включається фрикціон переднього ходу 2, а потім при збільшенні подачі палива відбувається рушання з місця, причому робота буксування відбувається в ГДТ. У ведучого й веденого шківів установлені гідроциліндри 1 і 6 для розведення-зведення шківів.



- 1 – гідроциліндр переміщення ведучого шків; 2 – фрикціон переднього ходу; 3 – фрикціон заднього ходу; 4 – гідротрансформатор; 5 – насос САУ; 6 – гідроциліндр переміщення веденого шків; 7 – двоступінчаста головна передача; 8 – диференціал; 9 – металеві ланки; 10 – сталеві багатозарові стрічки; 11 – поверхня контакту з конусною поверхнею шків

Рисунок 6.5 – Трансмiсія із клиноремінним варіатором фірми «Ніссан» (а) і металевий ремінь VDT (б)

Зовнішні діаметри гідроциліндрів збільшені до зовнішніх діаметрів шківів, що дозволяє застосовувати порівняно невисокі тиски для переміщення шківів. Застосування зовнішньої САУ з електронним блоком (не показані на рис. 6.5, а) дозволяє значно більш повно, ніж у конструкціях без зовнішньої САУ, використовувати поле передаточних чисел (суцільні лінії на рис. 6.4).

Конструкції варіаторів зі шківами, що розсовуються, продовжують удосконалювати, зокрема, у напрямку збільшення діапазону передаточних чисел.

Так, наприклад, фірма «Лук» налагодила випуск варіатора «Мультиронік» із гнучким елементом у вигляді багаторядного ланцюга замість ремня. Цей варіатор має ККД 88÷93 %, діапазон передаточних чисел – 6,0÷6,2.

Раніше застосовувалися резино-кордові ремені. Вони мали трапецеїдальний перетин і виконувалися зубчастими для більшої гнучкості при високій поперечній жорсткості. Вони працювали на розтягання, передаючи й силу попереднього натягу й силу тяги, але мали низькі зносостійкість і міцність. Зазвичай в сучасних автомобільних клиноремінних варіаторах застосовують металевий ремінь фірми «Ван Дорн Трансмішен» (VDT).

Ремінь складається (рис. 6.5, б) із двох багатошарових металевих стрічок 10, на які впритул один до одного встановлені металеві ланки 9 особливої форми. Стрічки працюють на розтягання, сприймаючи силу попереднього натягу, а ланки працюють на стиск, передаючи силу тяги. ККД такого варіатора становить 85...90%, діапазон передаточних чисел – 5,0...5,8.

#### **6.4 Гідрооб'ємні (гідростатичні) передачі**

У гідрооб'ємних безступінчастих передачах крутний момент і потужність із ведучої ланки (насоса) передається на ведену ланку (гідромотор), рідиною по трубопроводах. Потужність  $N$  кВт, потоку рідини визначається добутком напору  $H$ , м, на витрату  $Q$  м<sup>3</sup>/с:

$$N = HQ\rho g / 1000, \quad (6.5)$$

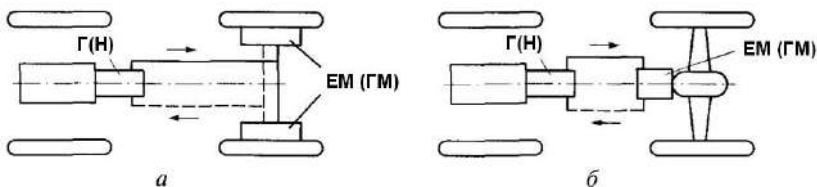
де  $\rho$  – щільність рідини;

$$g = 9,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Гідрооб'ємні передачі не мають внутрішнього автоматизму, тому для зміни передаточного числа потрібна САУ. Однак для гідрооб'ємної передачі не потрібний механізм реверсу. Задній хід забезпечується зміною з'єднання насоса з лініями нагнітання й повернення рідини, що змушує вал гідромотора обертатися у зворотному напрямку. При регульованому насосі не потрібна муфта початку руху.

Гідрооб'ємні передачі (як і електропередачі) у порівнянні із фрикційними й гідродинамічними мають набагато більш широкі компоновальні можливості. Вони можуть бути частиною комбінованої гідромеханічної коробки передач при послідовному або паралельному з'єднанні з механічним редуктором.

Крім того, вони можуть бути частиною комбінованої гідромеханічної трансмісії, коли гідромотор установлений перед головною передачею – рис. 6.6, б (збережений ведучий міст із головною передачею, диференціалом, півосями) або у двох або у всіх колесах установлені гідромотори – рис. 6.6, а (вони доповнені редукторами, що виконують функції головної передачі).



а – при використанні моторколіс; б – при використанні ведучого мосту; Н – насос; ГМ – гідромотор; Г – генератор; ЕМ – електромотор

Рисунок 6.6 – Схеми трансмісій автомобілів з гідрооб'ємними або з електричними передачами

У кожному разі гідросистема є замкненою, причому в неї включений насос підживлення для підтримки надлишкового тиску в лінії повернення. Через втрати енергії в трубопроводах зазвичай вважають за доцільне застосування гідрооб'ємної

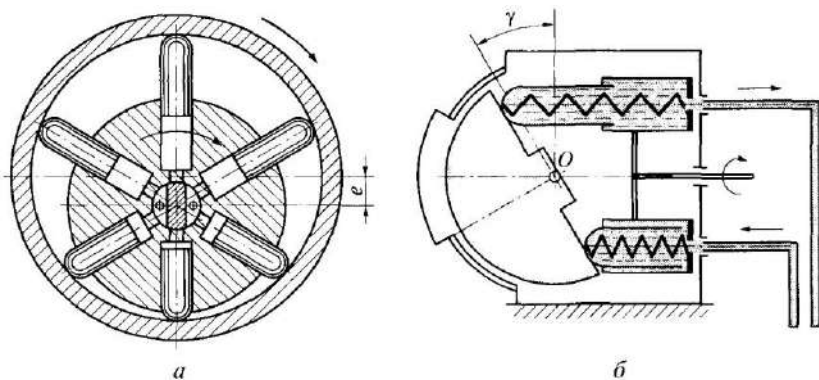


трансмисії при максимальній відстані між насосом і гідромотором 15...20 м.

У даний час гідрооб'ємні передачі застосовуються на малих автомобілях-амфібіях, наприклад «Джигер» і «Мул», на автомобілях з активними напівпричепами, на невеликих серіях великовантажних самоскидів (повною масою до 50 т) і на дослідних міських автобусах.

Широке застосування гідрооб'ємних передач стримується в основному їхньою високою вартістю й недостатньо високим ККД (близько 80...85 %).

Із усього різноманіття об'ємних гідромашин: гвинтових, шестеренних, лопатевих (шиберних), поршневих – для автомобільних гідрооб'ємних передач в основному знаходять застосування радіально-поршневі (рис. 6.7, а) і аксіально-поршневі (рис. 6.7, б) гідромашини. Вони дозволяють використовувати високий робочий тиск (40...50 МПа) і можуть бути регульованими. Зміна подачі (витрати) рідини забезпечується в радіально-поршневих гідромашинах зміною ексцентриситету  $e$ , в аксіально-поршневих – кута  $\gamma$ .



а – радіально-поршневий; б – аксіально-поршневий;  
е – ексцентриситет;  $\gamma$  – кут нахилу блоку

Рисунок 6.7 – Схеми гідромашин об'ємного гідроприводу

Втрати в об'ємних гідромашинах ділять на об'ємні (витоки) і механічні, до останніх відносять і гідравлічні втрати. Тому

використовують об'ємний  $\eta_o$  й механічний  $\eta_m$  ККД.

Втрати в трубопроводі ділять на втрати тертя (вони пропорційні довжині трубопроводу й квадрату швидкості рідини при турбулентному плині) і місцеві (розширення, звуження, поворот потоку).

Подачу (витрати) насоса  $Q_n$  і гідромотора  $Q_m$ , а також моменти  $M_n$  і  $M_m$  визначають по залежностях:

$$Q_n = V_n \omega_n \eta_{онн} / (2\pi), \quad (6.6)$$

$$Q_m = V_m \omega_m / (2\pi \eta_{ом}), \quad (6.7)$$

$$M_n = V_n p_{онн} / \eta_{мн}, \quad (6.8)$$

$$M_m = V_m p_{омн} \eta_{мм}, \quad (6.9)$$

де  $V$  – робочий об'єм гідромашини, тобто обсяг рідини, що теоретично відповідає одному оберту вала гідромашини;

$p_{онн}$  – тиск створюваний в системі.

## 6.5 Електричні передачі

В електричних передачах крутний момент і потужність із ведучої ланки (генератора) на ведену ланку (електромотор) передається електричним струмом по проводах.

Потужність  $N$ , кВт, у ланцюзі постійного струму визначається добутком напруги  $U$ , В, і сили струму  $I$ , А:

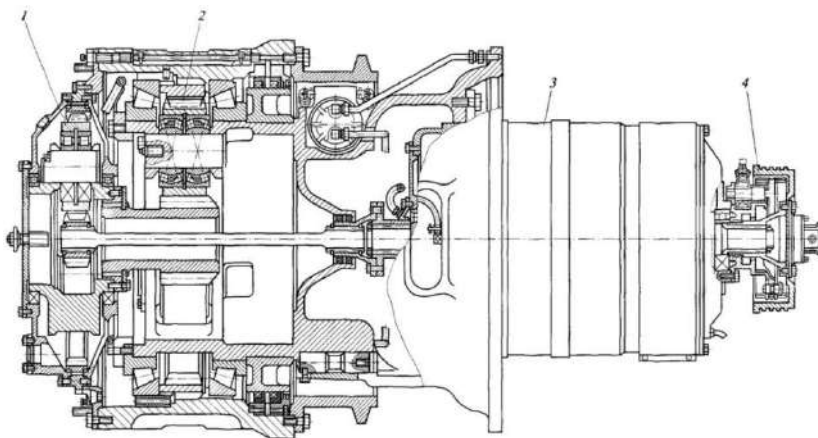
$$N = UI / 1000, \quad (6.10)$$

Електричні передачі не мають внутрішнього автоматизму, тому для зміни передаточного числа потрібна САУ. Однак для електричної передачі не потрібний механізм реверсу. Задній хід забезпечується зміною напрямку обертання електромоторів. Звичайно не потрібна й муфта початку руху.

Електропередачі (як і гідрооб'ємні передачі) у порівнянні із фрикційними й гідродинамічними мають набагато більш широкі компоновальні можливості. Вони можуть бути частиною комбінованої електромеханічної коробки передач при послідовному або паралельному з'єднанні з механічним редуктором.

Такі конструкції через великі розміри електромашин, на автомобілях не застосовуються. Вони можуть бути частиною комбінованої електромеханічної трансмісії, коли електромотор установлений перед головною передачею – див. рис. 6.6, б (збережений ведучий міст із головною передачею, диференціалом, півосями) або у двох, або у всіх колесах установлені електромотори – див. рис. 6.6, а (вони доповнені редукторами, що виконують функції головної передачі). Через малі втрати енергії в проводах звичайно вважають за доцільне застосування електричної трансмісії при будь-яких відстанях між генератором і електромоторами.

У даний час електричні трансмісії з мотор-колесами (рис. 6.8) застосовуються на кар'єрних самоскидах великої вантажопідйомності (самоскиди БелАЗ вантажопідйомністю вище 75 т), а також на багатоланкових автопоїздах високої прохідності з активними причепами.



1 – перший ступінь колісного редуктора; 2 – другий ступінь колісного редуктора; 3 – електромотор; 4 – гальмовий механізм

Рисунок 6.8 – Мотор-колесо кар'єрного автомобіля-самоскида великої вантажопідйомності

Коефіцієнт пристосовності по моменту у електродвигуна постійного струму з послідовним збудженням становить 4...5, що дозволяє обійтися без коробки передач. Широке застосування

електричних передач стримується в основному їхньою високою вартістю й недостатньо високим ККД (80...85 %), збільшеними габаритами й масою.

**Електромобілі** як джерело енергії використовують електричні акумуляторні батареї. Від них через систему керування електричний струм підводиться до електромоторів за схемою, аналогічною рис. 6.6, *а* або 6.6, *б*. У даний час невеликі електромобілі зі звичайними автомобільними акумуляторами збільшеної ємності знайшли застосування для перевезення малих партій вантажів у пішохідних зонах великих міст, на майданчиках для гри в гольф, тощо. Недоліки електромобілів в основному полягають у малому запасі ходу (звичайно близько 150 км), після чого потрібна тривала підзарядка батарей, і в труднощах із забезпеченням високих швидкісних властивостей.

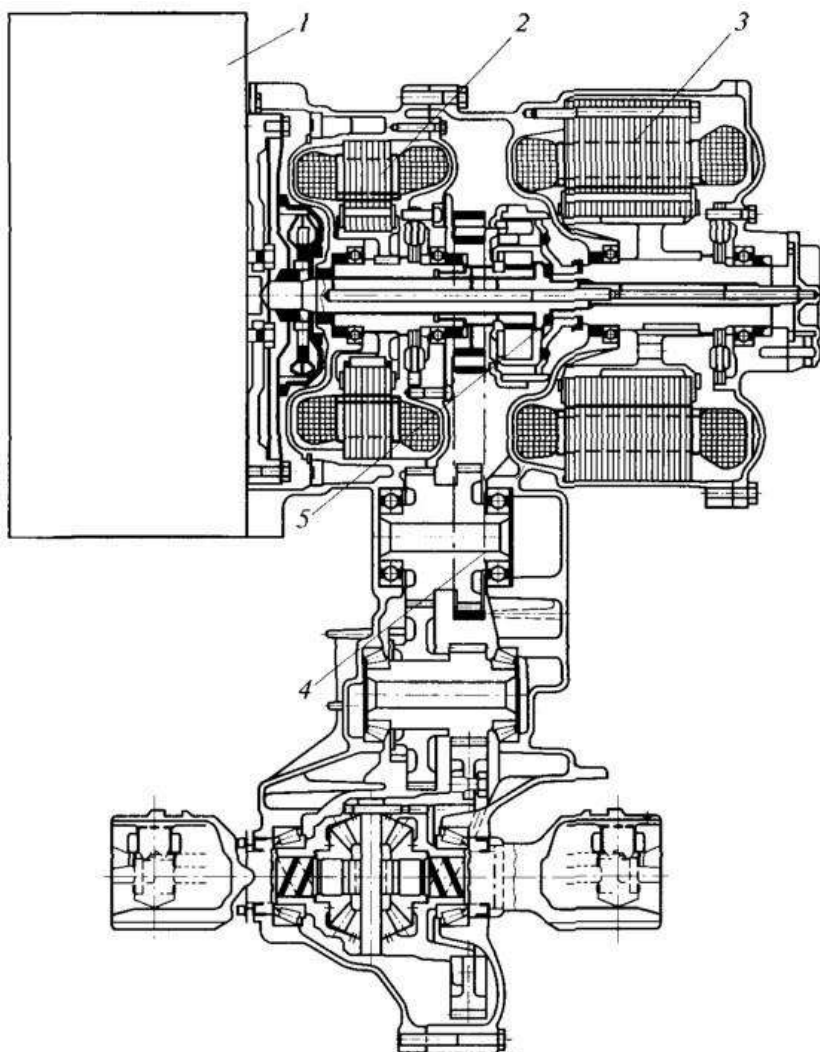
**Гібридний електропривод** для легкових автомобілів розроблений рядом закордонних фірм і знаходить усе більше поширення. На рис. 6.9 – показаний силовий агрегат автомобіля «Пріус» фірми «Тойота», а на рис. 6.10 – його схема.

Агрегат складається з бензинового двигуна 1, генератора 2, електромотора 3, диференціала-розподільника 5, головної передачі 4 з міжколісним диференціалом, а також із силової акумуляторної батареї 6 (не показана на рис. 6.9).

Зчеплення й коробки передач немає. У диференціала-розподільника сонячна шестірня з'єднана з валом генератора, коронна – з валом електромотора, на якому встановлена ведуча шестірня головної передачі, водило – з валом двигуна.

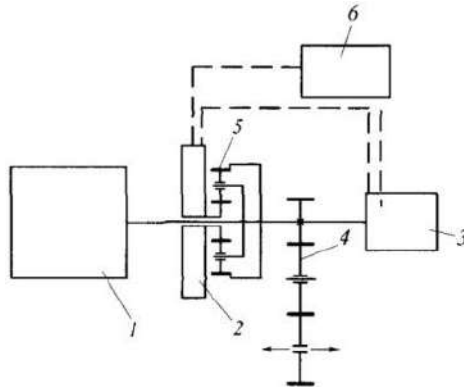
На стоянці вали двигуна, генератора й електромотора нерухливі. При русанні з місця водій натискає на педаль подачі палива, включаючи тим самим генератор, який, діючи як стартер, запускає двигун.

У цей час диференціал-розподільник працює як редуктор, оскільки коронна шестірня нерухлива. Потім генератор починає не споживати, а виробляти електроенергію, яка надходить на електромотор, чий високий крутний момент і забезпечує русання автомобіля. Однак у випадках, коли для русання з місця й руху потрібна невелика потужність і двигуну довелося б працювати в зоні великих питомих витрат палива, система керування переводить електромотор на живлення від акумуляторної батареї.



- 1 – двигун; 2 – генератор; 3 – електромотор;  
 4 – головна передача з міжколісним диференціалом;  
 5 – диференціал-розподільник; 6 – акумуляторна батарея

Рисунок 6.9 – Силевий агрегат автомобіля «Пріус»  
 фірми «Тойота»



- 1 – двигун; 2 – генератор; 3 – електромотор;  
 4 – головна передача з міжколісним диференціалом;  
 5 – диференціал-розподільник; 6 – акумуляторна батарея

Рисунок 6.10 – Схема силового агрегату автомобіля «Пріус»

На режимі розгону автомобіля швидкість обертання всіх трьох валів диференціала-розподільника зростає. Двигун працює в зоні малих питомих витрат палива. Електромотор одержує енергію від генератора, який одночасно підзаряджає акумуляторну батарею, а при інтенсивному розгоні – ще й від акумуляторної батареї.

На режимі рівномірного руху двигун працює в економічній зоні. Частина його потужності йде до ведучих коліс, частина – на підзарядку акумуляторної батареї через електромотор, що працює в режимі генератора. Цей же режим електромотора використовується при гальмуванні (енергія гальмування йде на підзарядку акумуляторної батареї), а при інтенсивному гальмуванні автоматично, за допомогою електронного блоку керування, включається робоча гальмова система.

При зупинці автомобіля двигун автоматично перестає працювати. Таким чином «Пріус», на відміну від електромобілів, пересуваючись по місту на енергії акумуляторної батареї, не має потреби в зовнішніх підзарядних пристроях.

Маючи таку ж повну масу (близько 1 500 кг), як і модель «Корола», і потужність двигуна на 30 % меншу, «Пріус» має таку ж максимальну швидкість (160 км/год), удвічі менші витрати

палива в міському циклі (3,5 л/100 км) і сумарні шкідливі викиди, зменшені більш ніж в 10 разів.

## 6.6 Гідродинамічні передачі

3 гідродинамічних передач на автомобілях, гідромурфи майже не застосовуються, а ГДТ застосовуються на відміну від інших безступінчастих передач тільки як частина комбінованої ГМП, причому частка робочого силового діапазону ГДТ (близько 1,5) у порівнянні із силовим діапазоном механічного редуктора (близько 4,0 для легкових автомобілів, без обліку підвищувальних передач) невелика. В 2003 р. частка автомобілів із ГМП становила у світовому випуску за деяким даними близько 45 %.

### *Робочий процес гідротрансформатора.*

Основні особливості робочого процесу ГДТ.

1. Силові й кінематичні зв'язки між лопатевими колесами здійснюються тільки через робочу рідину, яка являє собою єдину цілу кільцеву ланку, що перебуває в силовій взаємодії одночасно з лопатями всіх лопатевих коліс.

2. Досить великі швидкості, з якими потік рідини обтікає лопаті, є причиною існування значних гідравлічних втрат енергії (в основному на тертя й на удар при вході в лопатеві колеса), що призводить до обмежень у вихідних характеристиках, в основному по ККД і робочому силовому діапазону.

3. Силова взаємодія рідини й лопатей при відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між ведучим і веденим валами є причиною взаємозалежності силових ( $M$ ) і кінематичних ( $\omega$ ) параметрів, що й визначає здатність ГДТ навантажувати двигун крутним моментом, однозначно обумовленим режимом роботи ( $i$ ) ГДТ і кутовою швидкістю  $\omega_1$  ведучого вала. Як мінімум ГДТ складається із трьох лопатевих коліс: насосного, турбінного, реактора.

### *Сталі режими роботи.*

*Вихідні характеристики ГДТ* використовують у безрозмірному вигляді:

$$K = f(i), \quad (6.11)$$

$$\eta = f(i), \quad (6.12)$$

$$\lambda_1 = f(i), \quad (6.13)$$

де  $i = \omega_1/\omega_2$  – передатне відношення;

$K$  – коефіцієнт трансформації, визначається по формулі:

$$K = M_2/M_1, \quad (6.14)$$

$\eta$  – ККД:

$$\eta = N_2/N_1 = K_i, \quad (6.15)$$

$\lambda_1$  – коефіцієнт моменту ведучого вала:

$$\lambda_1 = M_1/(\rho\omega_1^2 D^5), \quad (6.16)$$

$\rho$  – щільність робочої рідини (для масел ГДТ  $\rho = 88 \text{ кг/м}^3$ );

$D$  – активний (найбільший) діаметр робочої порожнини ГДТ.

Для оцінки вихідних характеристик на тягових режимах роботи (рис. 6.11) використовують наступні параметри:

1)  $K_0$  – коефіцієнт трансформації при  $i = 0$ ;

2)  $\eta_{\max}$  і  $\eta_{\text{мmax}}$  – максимальні ККД на режимах трансформації моменту й гідромуфти;

3)  $D_i = i_{\max}/i_{\min}$  – кінематичний робочий діапазон, або:

$$D_K = K_{p\max}/K_{p\min}, \quad (6.17)$$

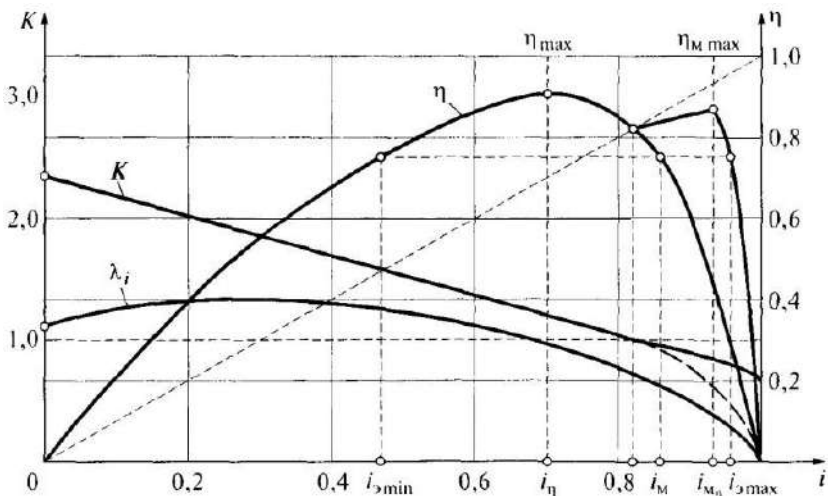
силовий робочий діапазон, які для автомобілів визначають по режимах з  $\eta_p = 0,8$ , що виділяють зону високих ККД, використовуваних для тривалого руху;

4)  $\Pi$  – коефіцієнт прозорості:

$$\Pi = \lambda_{10}/\lambda_{1\text{м}} = M_{10}\omega_{1\text{м}}^2 / (M_{1\text{м}}\omega_{10}^2), \quad (6.18)$$

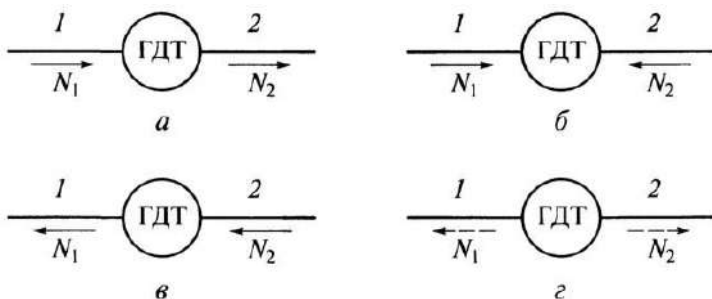
**Прозорість** – це властивість передачі механічної енергії змінювати режим роботи двигуна при зміні моменту або кутової швидкості веденого вала передачі. Розрізняють ГДТ непрозорі ( $\Pi = 1$ ), із прямою ( $\Pi > 1$ ) і зворотною ( $\Pi < 1$ ) прозорістю.





$i$  – передатне відношення;  $K$  – коефіцієнт трансформації;  
 $\eta$  – ККД;  $\lambda_i$  – коефіцієнт моменту ведучого вала

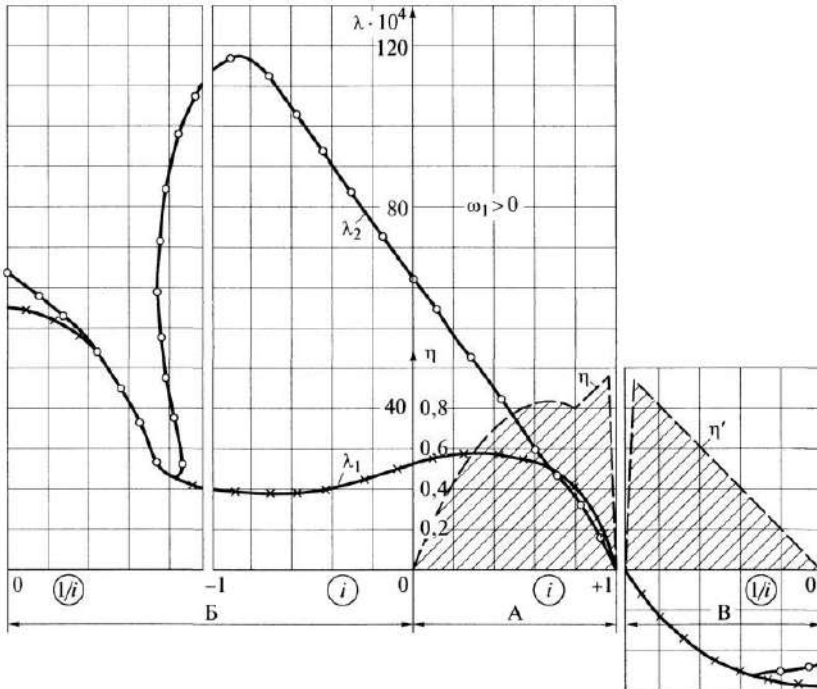
Рисунок 6.11 – Характеристика гідротрансформатора на тягових режимах



а – тягові; б – гальмові; в – оборотні; г – рухові; 1 – ведучий вал;  
 2- ведений вал; ГДТ – гідротрансформатор;  $N$  – передана потужність

Рисунок 6.12 – Групи режимів роботи гідротрансформатора

У автомобільних ГДТ зазвичай  $K_0 = 3 \dots 1,5$ ,  $\eta_{\max} = 0,85 \div 0,92$ ;  
 $\eta_{\max} = 0,93 \div 0,97$ ,  $D_i = 2,4 \div 1,8$ ,  $\Pi = 1,2 \div 2,5$  (більш високі значення ККД відповідають меншим  $K_0$  і  $D_i$ ).



А – тягові режими; Б – гальмові (проти обертання) режими;  
 В – оборотні режими;  $i$  – передатне відношення;  $\lambda_1$  – коефіцієнт  
 моменту ведучого вала;  $\lambda_2$  – коефіцієнт моменту  
 веденого вала;  $\eta, \eta'$  – ККД

Рисунок 6.13 – Характеристика гідротрансформатора  
 з доцентровою турбіною на всіх режимах при  $\omega_1 > 0$

**Режими роботи ГДТ** по напрямку передачі потужності можна розділити на чотири основні групи при  $\omega_1 > 0$  (рис. 6.12) і  $\omega_1 < 0$ .

**Тягові:**  $N_1 > 0, N_2 < 0$  – потужність передається від двигуна до ведучих коліс (рис. 6.12, а).

**Гальмові:**  $N_1 \geq 0, N_2 \geq 0$  – потужність тільки підводиться до ГДТ (рис. 6.12, б). Якщо перехід з тягових режимів на гальмові відбувається при зміні знака в  $\omega_2$  – це режими проти обертання, якщо в  $M_2$  – це обгінні режими.

**Оборотні:**  $N_1 < 0, N_2 > 0$  – потужність передається від ведучих коліс до двигуна (рис. 6.12, в).

**Рухові:**  $N_1 > 0, N_2 > 0$  – потужність тільки відводиться від ГДТ (рис. 6.12, г). Ці режими можливі тільки як короточасні несталі, тому що передача не може бути джерелом енергії.

Усі можливі режими роботи будуть вичерпані значеннями  $-\infty \leq i \leq +\infty$  при  $\omega_1 > 0$  (рис. 6.12) і  $-\infty \leq i < +\infty$  при  $\omega_1 < 0$ . Для  $i \geq 1$  та  $i \leq -1$  замість  $i$  зручніше використовувати значення  $1/i$ .

При цьому:

$$\lambda'_1 = \lambda_1/i^2, \quad (6.19)$$

$$\lambda'_2 = \lambda_2/i^2, \quad (6.20)$$

$$\eta' = 1/(Ki). \quad (6.21)$$

Режими  $0 \leq i < 1$  застосовуються при розгонах і рівномірному русі,  $1 < i < 1,5$  – при гальмуванні двигуном;  $0 \leq 1/i < 1$  – при пуску двигуна від ведучих коліс, при  $-1 < i < 0$  ГДТ працює як гідрогальмо.

**Розрахунки вихідних характеристик ГДТ** по відомих геометричних параметрах (кутам лопатей  $\beta_n$  і радіусам  $R_n$  розташування вхідних і вихідних крайок лопатей) можна виконати по струминній теорії, тобто розглядаючи осередні параметри потоку рідини: витрата  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, і напір  $H_n$ , м, віднесені до середнього струмка.

Використавши відоме положення механіки, по якому імпульс сили дорівнює кількості руху  $P_t = mv$ , і обравши окружну складову сили  $P_{u1n}$ , тому що саме вона дає крутний момент при множенні на  $R_{1n}$ , одержимо вираження для сили взаємодії рідини з лопатями на вході в  $n$ -е лопатеве колесо:

$$P_{u1n} = mv_{u1n}/t = Q\rho v_{u1n}, \quad (6.22)$$

Тоді крутний момент:

$$P_{u1n}R_{1n} = Q\rho v_{u1n}R_{1n}, \quad (6.23)$$

Підсумовуючи моменти кількості руху від входу до виходу з лопатевого колеса й враховуючи, що умови входу цілком

визначаються умовами виходу з попереднього лопатевого колеса, одержимо:

$$M_n = Q\rho(R_{2n}v_{u2n} - R_{1n}v_{u1n}) = Q\rho(R_{2n}v_{u2n} - R_{2(n-1)}v_{u2(n-1)}), \quad (6.24)$$

Параметри, що входять у рівняння (6.24), можна виразити через пропорційні їм значення  $\omega_1$  і характерний лінійний розмір  $D$  – активний діаметр ГДТ (найбільший діаметр робочої порожнини):

$$Q = v_m F_m = a_1 \omega_1 D D^2, \quad v_u = a_2 \omega_1 D, \quad R = a_3 D, \quad (6.25)$$

причому  $a_1, a_2, a_3$  – чисельні коефіцієнти. Тоді:

$$M_n = \lambda_n \rho \omega_1^2 D^5, \quad (6.26)$$

Напір на лопатевому колесі:

$$H_n = M_n \omega_n / (Q \rho g) = \omega_n (R_{2n} v_{u2n} - R_{2(n-1)} v_{u2(n-1)}) / g, \quad (6.27)$$

Втрати на тертя:

$$H_{\text{тр},n} = \zeta_n w_{\text{ср},n}^2 / g = \zeta_n v_m^2 / (g \sin^2 \beta_{\text{ср},n}), \quad (6.28)$$

де  $\zeta_n = \lambda_{\text{тр},n} L_m / 8 R_{\text{ср},n} = 0,16$  – коефіцієнт опору тертя.

Втрати на удар:

$$H_{\text{уд},n} = \varphi_n w_{\text{уд},n}^2 / (2g) = \varphi_n (R_{2(n-1)} v_{u2(n-1)} / R_{1n} - v_{u1n})^2 / (2g), \quad (6.29)$$

де  $\varphi_n = 1$  – коефіцієнт втрат на удар;

$w$  – відносна (уздовж лопаті) швидкість потоку.

Можна прийняти:

$$2 / \sin^2 \beta_{\text{ср},n} = 2 + \text{ctg}^2 \beta_{1n} + \text{ctg}^2 \beta_{2n}, \quad (6.30)$$

$$R_{2(n-1)} = R_{1n}, \quad (6.31)$$

коефіцієнти відхилення потоку  $\mu_D = \mu_T = 1, \mu_n = 0,9$ .

Крім того:

$$v_{un} = \omega_n R_n - v_{mn} \operatorname{ctg} \beta_n. \quad (6.32)$$

Підставивши рівняння (6.27), (6.28), (6.29) у рівняння балансу напорів, одержимо:

$$H_{11} + H_T + H_{\text{ул.н}} + H_{\text{ул.т}} + H_{\text{ул.р}} + \sum H_{\text{тр}} = 0, \quad (6.33)$$

що відповідає умові збереження енергії, і виключивши  $v_u$ , одержимо рівняння другого ступеня відносно  $v_m$  або  $Q$ .

Розрахунки зручніше вести в безрозмірній формі, відносячи кожний з параметрів до параметрів на виході з насоса:

$$q = Q / (F_{m2n} \omega_n R_{2n}) = v_{m2n} / u_{2n}, \quad (6.34)$$

$$h_n = H_n g / (\omega_n^2 R_{2n}^2), \quad (6.35)$$

$$r = R_{2n} / R_{2n}, \quad (6.36)$$

$$b_{2n} = B_{2n} / R_{2n}, \quad (6.37)$$

Рівняння витрат:

$$q = (1/e_1) \left[ -(e_2 + i e_3) + \sqrt{(e_2 + i e_3)^2 - e_1 (e_4 + i^2 e_5)} \right], \quad (6.38)$$

$$e_1 = \xi \sum_1^6 (1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_n) + \sum_1^3 (\operatorname{ctg} \beta_{1(n+1)} - \mu_n \operatorname{ctg} \beta_{2n})^2, \quad (6.39)$$

$$e_2 = \mu_{11} \operatorname{ctg} \beta_{1\tau} - r_{2\text{р}} \operatorname{ctg} \beta_{1\text{н}} - (\mu_{11} - 1) \mu_{11} \operatorname{ctg} \beta_{2\text{н}}, \quad (6.40)$$

$$e_3 = r_{2\tau} \operatorname{ctg} \beta_{1\text{р}} - \operatorname{ctg} \beta_{1\tau}, \quad (6.41)$$

$$e_4 = r_{1\text{н}}^2 - (2 - \mu_{11}) \mu_{11}, \quad e_5 = 1 - r_{2\tau}^2. \quad (6.42)$$

Рівняння напорів:

$$h_{11} = \mu_{11} - a_1 q, \quad (6.43)$$

$$h_T = i (r_{2\tau}^2 i - \mu_{11} - a_2 q), \quad (6.44)$$

$$a_1 = \mu_{11} \operatorname{ctg} \beta_{2\text{н}} - r_{2\text{р}} \operatorname{ctg} \beta_{1\text{р}}, \quad (6.45)$$

$$a_2 = r_{2\tau} \operatorname{ctg} \beta_{1\tau} - \mu_{11} \operatorname{ctg} \beta_{2\text{н}}, \quad (6.46)$$

Вихідні характеристики:

$$\lambda_{\text{н}} = 2\pi b_{2\text{н}}(R_{2\text{н}}/D)^5 q h_{\text{н}} = Aq h_{\text{н}}, \quad (6.47)$$

$$\lambda_{\text{т}} = 2\pi b_{2\text{т}}(R_{2\text{т}}/D)^5 q (h_{\text{т}}/i) = Aq (h_{\text{т}}/i), \quad (6.48)$$

$$K_{\text{т}} = -\lambda_{\text{т}}/\lambda_{\text{н}}, \quad \eta_{\text{т}} = K_{\text{т}} i, \quad (6.49)$$

Розрахунки ведуться в наступному порядку. По заданих геометричних параметрах визначають постійні коефіцієнти  $a$ ,  $e$ ,  $A$ . Задаючи значення  $i$  від 0 до 1 через інтервал, наприклад, 0,2, визначають коефіцієнт витрати  $q$ , коефіцієнт напору на насосному  $h_{\text{н}}$  й турбінному колесах  $h_{\text{т}}$ ; потім вихідні характеристики: коефіцієнт моменту на насосному колесі  $\lambda_{\text{н}} = f(i)$ , коефіцієнт трансформації  $K_{\text{т}} = f(i)$  і ККД  $\eta_{\text{т}} = f(i)$ . При побудові графіків також проводять лінію  $\eta_{\text{т}} = i$ , відповідну до режимів гідромуфти, залишивши криву  $\lambda_{\text{н}} = f(i)$  без зміни.

## 6.7 Несталі режими роботи

**Розгін автомобіля.** Зневажаючи пружність ланок і буксуванням у механізмах включення передач, представимо автомобіль із ГДТ у вигляді двомасової еквівалентної динамічної системи, для якої слухні рівняння:

$$J_1 \dot{\omega}_1 = M_e - M_{\text{н}}, \quad (6.50)$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = M_{\text{н}} K - M_c, \quad (6.51)$$

Ці рівняння не вирішуються аналітично, тому що  $M_{\text{н}}$  пропорційний  $\omega_1$  і  $\lambda_1$ , а  $\lambda_1$  є нелінійною функцією  $i = \omega_2 / \omega_1$ . Крім того,  $K$  є нелінійною функцією  $i$ .

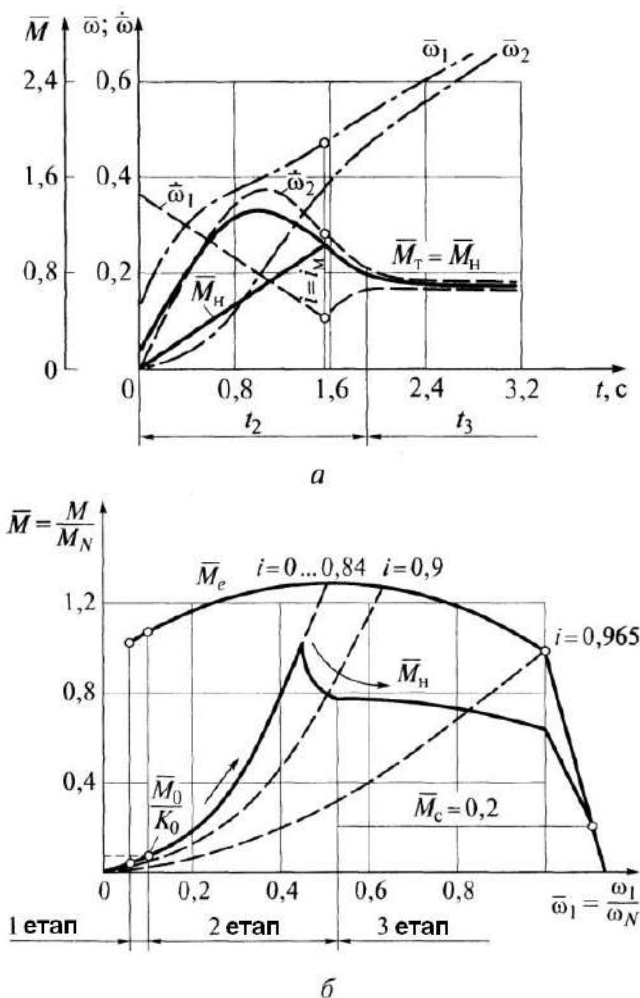
На рис. 6.14 представлені графіки, отримані в результаті розв'язку рівнянь (6.50), (6.51) на ЕОМ методом Рунге-Кутта, причому були задані:

$$M_c = \text{const}, \quad (6.52)$$

$$\lambda_1 = \text{const}, \quad (6.53)$$

на режимах трансформації моменту,  $K$  (і  $\lambda_1$  на режимах

гідромуфти) – поліномом першого ступеня виду  $a + bx$ ,  $M_e$  – поліномом другого ступеня виду  $a + bx + cx^2$ .



а – залежності  $\bar{M}$ ,  $\bar{\omega}$ ,  $\dot{\bar{\omega}}$  від часу  $t$ ; б – залежність моментів від кутової швидкості вала двигуна;  $M$  – крутні моменти;  $\bar{\omega}$  – кутові швидкості;  $\dot{\bar{\omega}}$  – кутові прискорення

Рисунок 6.14 – Характеристики розгону автомобіля з гідротрансформатором при руханні з місця

Увесь процес розгону при рушанні з місця з попередньо включеною передачею й миттєвим збільшенням подачі палива до максимальної можна розділити на три етапи (як і при зчепленні, що б'є).  
 1. Розгін вала двигуна до початку обертання вала турбіни. На цьому етапі  $\omega_2 = 0$

2. Розгін до зони з  $\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2$ . На цьому етапі (етап неупорядкованого розгону) прискорення  $\dot{\omega}_1$  і  $\dot{\omega}_2$  суттєво різняться.

3. Розгін при  $\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2$  – етап упорядкованого розгону.

Для третього етапу (він звичайно наступає на режимах гідромуфти при  $K = 1$  та  $i > 0,85$ ) з рівнянь (6.18), (6.24) при  $K = 1$  і  $\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2$  одержимо:

$$(M_e - M_{н3}) / (M_{н3} - M_c) = J_1 / J_2, \quad (6.54)$$

$$M_{н3} = M_e [1 + (J_1 / J_2)(M_c / M_e)] / [1 + (J_1 / J_2)], \quad (6.55)$$

Для автомобілів із ГМП при числі передач 3 і більше, розрахунки розгону на першій передачі можна виконати й без методу Рунге-Кута, наближеним методом, використовуючи наступні дві обставини.

По перше, реальну нелінійну залежність  $\lambda_1 = f(i)$  заміняємо на  $\lambda_1 = \lambda_{101} = \lambda_{1m1} = \text{const}$  в зоні від  $i_0$  до  $i_m$  з виконанням умови:

$$[\lambda_{102} - \lambda_{101}] = \lambda_{1m1} - \lambda_{1m2}, \quad (6.56)$$

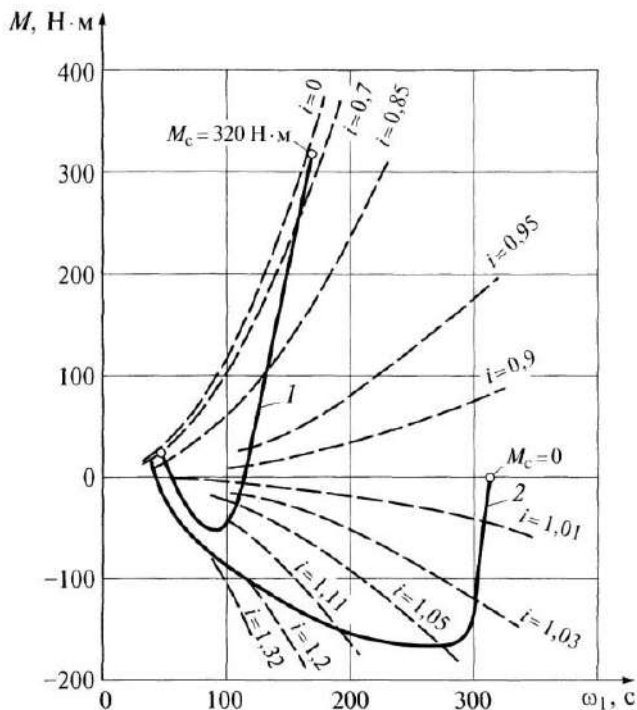
де індекс 2 відноситься до реальної залежності  $\lambda_1 = f(i)$ . Це дозволяє для фази розгону на режимах трансформації моменту (при  $K > 1$ ) використовувати єдину параболу  $M_{н1} = f(\omega_1)$ , як на рис. 6.14, б. Для режимів гідромуфти приймаємо  $\lambda_1$  у вигляді полінома першого ступеня.

По-друге для режимів гідромуфти використовуємо залежність  $M_{н1} = f(\omega_1)$  згідно з рівнянням (6.55). На параболі  $M_{н1} = f(\omega_1)$  між значеннями  $M_{н1}$  і  $M_{н3}$ , відповідними до кінця першого етапу й початку третього, вибираємо  $M_{н1}$ , для якого, задавши значення  $i$  при середніх значеннях  $K_{cp}$  і  $M_{н,ср}$ , знаходимо



$\Delta t$  і  $\Delta\omega_2$ , порівнюємо отримане  $i$  зі спочатку заданим  $i$  при їхній значній різниці повторюємо розрахунки. Час розгону до режиму  $i_m$  у порівнянні з розрахунками методом Рунге-Кутта звичайно відрізняється менше ніж на 3 %, а до 100 км/год – менше 1 %.

**Гальмування двигуном.** Для аналізу можна використовувати рівняння (6.50), (6.51). Увесь процес гальмування двигуном через ГДТ при різкому звільненні педалі подачі палива (рис. 6.15) можна розділити на три етапи.



- 1 – момент на насосному колесі  $M_n$  при  $M_c = 320 \text{ Нм}$ ;
- 2 – момент на насосному колесі  $M_n$  при  $M_c = 0$

Рисунок 6.15 – Характеристики переходу на режим гальмування двигуном автомобіля з гідротрансформатором при різних моментах опору  $M_c$

1. **Вихід на режим гальмування.** Значення  $\omega'_1$  великі, а

$\omega'_2 = 0$ , тобто  $\omega_2 = \omega_{2\text{нач}} = \text{const}$  і можна прийняти лінійну зміну  $M_H$  від  $t$ :

$$M_H = a - bt, \quad (6.57)$$

**2. Неупорядковане гальмування.** Значення  $\omega'_1$  і  $\omega'_2$  суттєво різні, але час етапу невеликий.

**3. Упорядковане гальмування.** На цьому етапі  $\omega'_1 = \omega'_2$ , і слухні рівняння (6.54), (6.55).

Найменший час повного натискання або звільнення педалі подачі палива становить близько 0,1 с. Однак момент двигуна змінюється значно повільніше. Темп зміни моменту двигуна ( $dM_e/dt$ ) майже в 3 рази менший при переході на гальмування двигуном через ГДТ, ніж без ГДТ, а амплітуда коливань моменту в 5 раз менша.

## 6.8 Гідромеханічні коробки передач

Найбільше застосування на автомобілях одержали **ГМП із послідовним приєднанням ГДТ**. Для конструкцій сучасних ГМП характерне застосування планетарних механізмів і багатодискових фрикціонів (стрічкові гальмові механізми не застосовуються).

Це забезпечує відсутність радіальних навантажень на валах і осьових сил від фрикціонів. У деяких ГМП вантажних автомобілів, наприклад, у ГМП «Екомат» застосовані планетарні механізми із прямозубими шестірнями, що забезпечує відсутність на них не тільки радіальних, але й осьових сил.

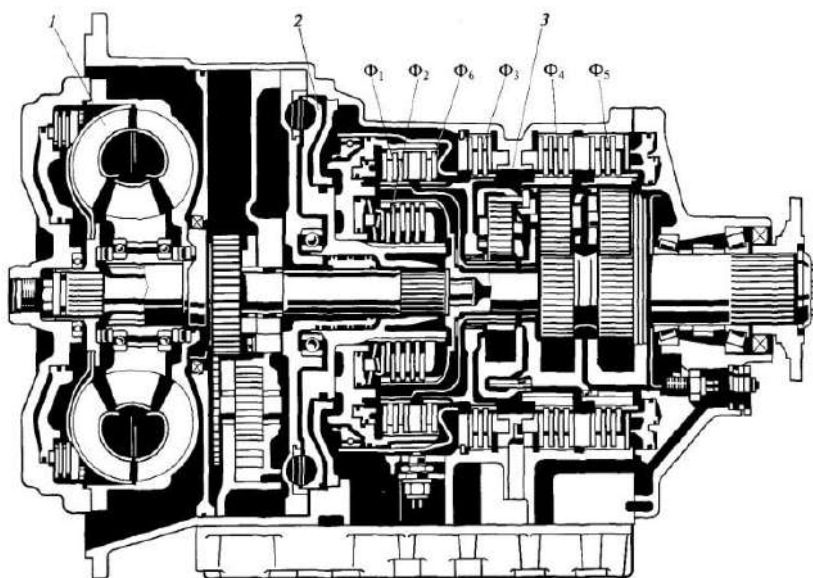
Гідротрансформатори звичайно триколісні з  $K_0=1,6\div 2,5$ , блоковані на всіх передачах, крім однієї-двох нижчих. У системах керування зазвичай застосовується мікрокомп'ютер із блоком діагностики. До ГМП приєднується охолоджувач масла, установлюваний близько або усередині радіатора двигуна.

На вантажні автомобілі й автобуси встановлюють в основному ГМП двох найбільших фірм: «Цанрадфабрік» («ZF») – Zahnradfabrik (ZF), Німеччина, і «Алісон» – Allison, США. Цими фірмами пропонуються 4, 5, 6, 7-ступінчасті ГМП при високому ступені уніфікації.

У табл. 6.1 представлені передаточні числа 6-ти ступінчастої ГМП «Екомат» фірми «ZF» (рис. 6.16, 6.17, а) і 6- ступінчастої ГМП фірми «Алісон» (рис. 6.17, б).

Таблиця 6.1 – Передаточні числа ГМП і відповідні їм включення фрикціонів

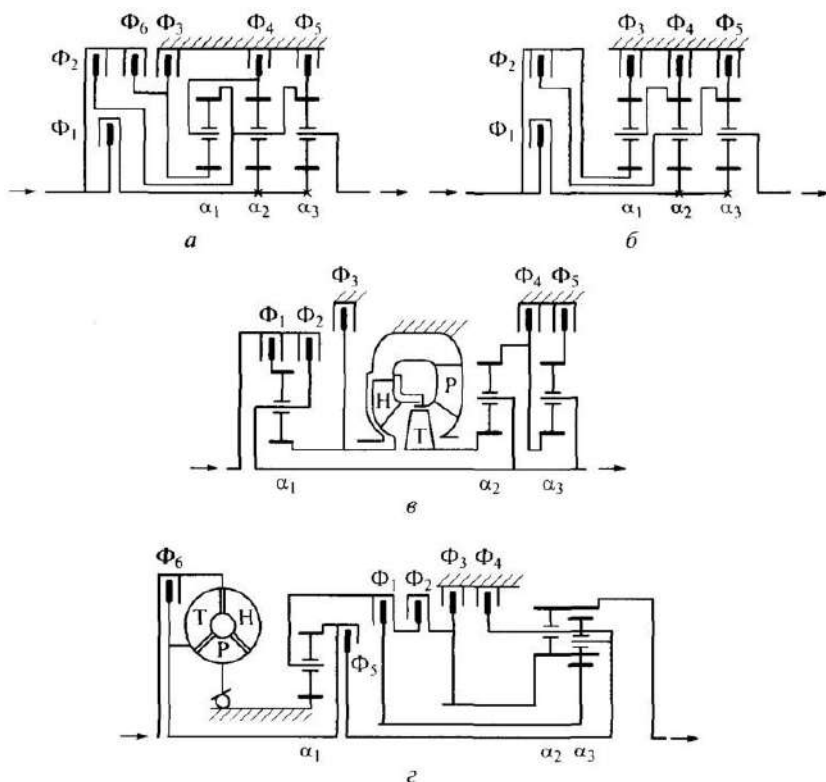
ГМП	Передачі						
	I	II	III	IV	V	VI	ЗХ
6HP500	3,43 $\Phi_1\Phi_5$	2,01 $\Phi_1\Phi_4$	1,42 $\Phi_1\Phi_3$	1,0 $\Phi_1\Phi_2$	0,83 $\Phi_2\Phi_3$	0,59 $\Phi_2\Phi_4$	-4,84 $\Phi_6\Phi_5$
HD3060	3,49 $\Phi_1\Phi_5$	1,86 $\Phi_1\Phi_4$	1,41 $\Phi_1\Phi_3$	1,0 $\Phi_1\Phi_2$	0,75 $\Phi_2\Phi_3$	0,65 $\Phi_2\Phi_4$	-5,03 $\Phi_3\Phi_5$
6HP26	4,17 $\Phi_1\Phi_4$	2,34 $\Phi_1\Phi_3$	1,52 $\Phi_1\Phi_2$	1,14 $\Phi_1\Phi_5$	0,87 $\Phi_2\Phi_5$	0,69 $\Phi_3\Phi_5$	-3,4 $\Phi_2\Phi_4$



1 – гідротрансформатор; 2 – гальмо-сповільнювач;  
3 – механічна планетарна коробка передач;  $\Phi_1$ - $\Phi_6$  – фрикціони

Рисунок 6.16 – Гідромеханічна передача  
«Екомат» 6HP500 фірми «ZF»

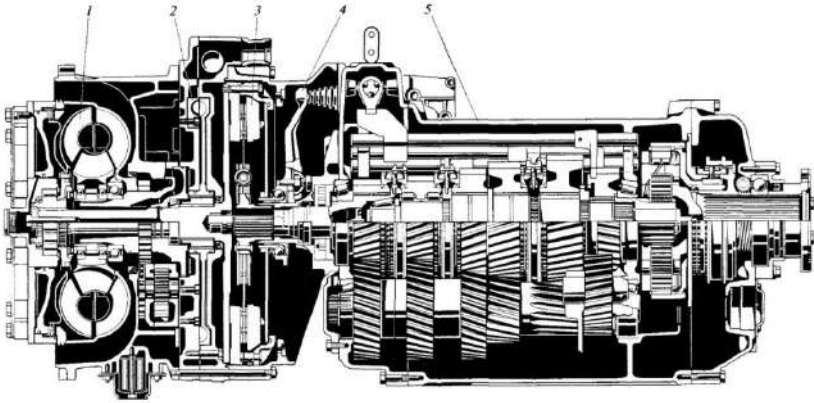
Фірма «ZF» випускає також ГМП типу ГЗК (гідротрансформатор – зчеплення – коробка передач) «Трансматік» (рис. 6.18).



*а* – «Екомат» 6HP500 фірми «ZF»; *б* – HD3060 фірми «Алісон»;  
*в* – триступінчастої автобусної фірми «Фойт»;  
*г* – 6HP26 фірми «ZF»;  $\Phi_1$ - $\Phi_6$  – фрикціони;  
 $\alpha_1$  –  $\alpha_3$  – параметри планетарних рядів

Рисунок 6.17 – Схеми ГМП

Зчеплення з діафрагменною пружиною служить тільки для перемикування передач, при рушанні з місця й при зупинці воно залишається включеним. Рушання з місця можливо тільки коли зчеплення не буксує.



1 – гідротрансформатор; 2 – гальмо-сповільнювач; 3 – зчеплення; 4 – вилка вимикання зчеплення; 5 – механічна коробка передач

Рисунок 6.18 – Гідромеханічна передача типу ГЗК «Трансматік» фірми «ZF»

Деякі фірми пропонують оригінальні конструкції ГМП. Так наприклад, фірма «Фойт» – Voith (Німеччина), – випускає 3-х і 4-х ступінчасті ГМП для міських автобусів. Схема 3-х ступінчастої ГМП фірми «Фойт» наведена на рис. 6.17, в. На першій передачі використовується схема із зовнішнім поділом силового потоку.

Силовий потік розділяється в першому планетарному ряду: від водила прямо на ведений вал, а від сонячної шестірні, що обертається в напрямку, зворотному веденому валу – до насосного колеса ГДТ. Силкові потоки підсумовуються після другого планетарного ряду. У цій ГМП застосований ГДТ зворотного ходу з максимальним ККД близько 42 %, але тому що через ГДТ проходить лише невелика частина потужності, загальний ККД на першій передачі досягає 82 %. Друга (пряма) і третя (підвищувальна) передачі – механічні, причому насосне колесо ГДТ зупинене фрикціоном  $\Phi_3$ .

Це дозволяє використовувати ГДТ як ефективний гальмо-сповільнювач на кожній передачі при включенні фрикціона  $\Phi_5$ . Накладки фрикціонів ГМП вантажних автомобілів звичайно виконують із металокераміки, що припікається або приклеюється до сталевих дисків. Як правило, застосовується спеціальний

фільтр для очищення масла при роботі ГМП. У ГМП легкових автомобілів для поліпшення плавності перемикання нижчих передач часто застосовують механізм вільного ходу (МВХ). Однак для гальмування двигуном доводиться паралельно МВХ установлювати фрикціон.

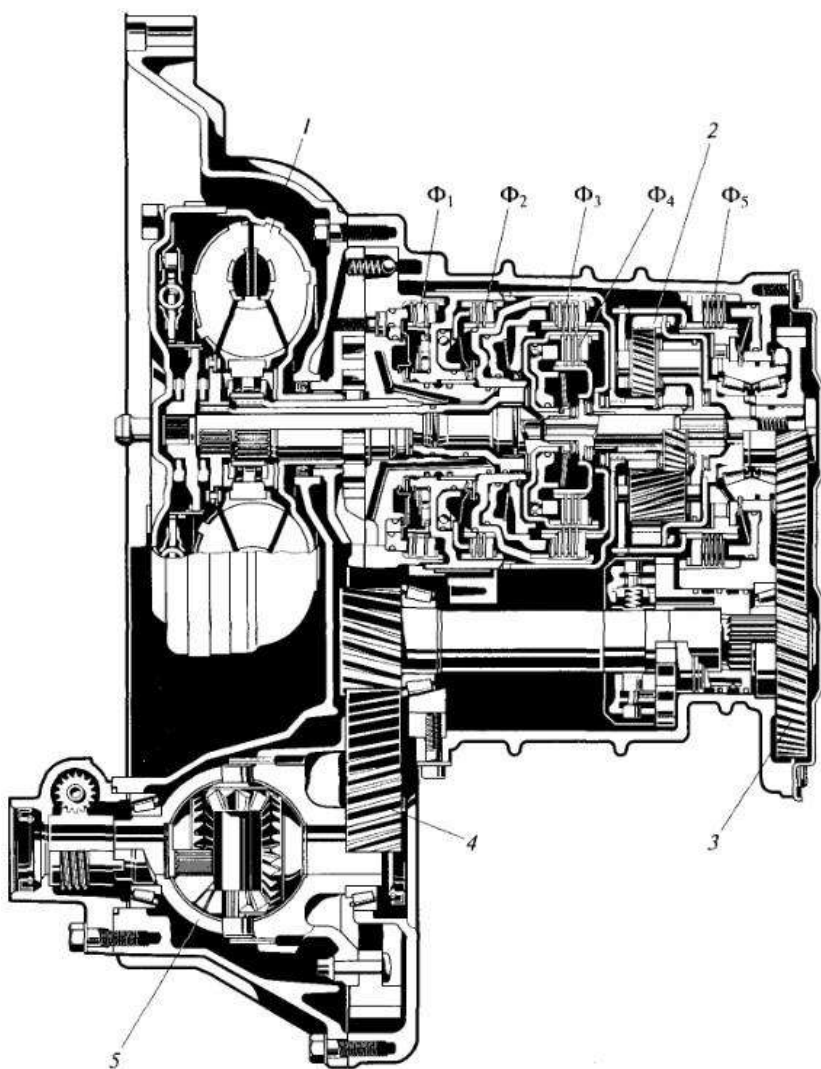
В 4-х ступінчастій ГМП 4HP22 фірми «ZF» при трьох планетарних механізмах, уведено три МВХ для поліпшення плавності перемикання між усіма передачами, але при цьому довелося збільшити число фрикціонів до семи. У більш пізньої 6-ступінчастої ГМП 6HP26 (її схема наведена на рис. 6.17, з, передаточні числа – у табл. 6.1) також при трьох планетарних механізмах немає МВХ і тільки п'ять фрикціонів. Гідромеханічні передачі передньоприводних легкових автомобілів з поперечним розташуванням двигуна мають стисле в осьовому напрямку компонування (рис. 6.19).

Накладки дисків фрикціонів сучасних ГМП легкових автомобілів виконані зі спеціального паперу, що забезпечує плавне включення фрикціонів і збільшення їхнього терміну служби. У системах керування застосовуються електронні блоки, у які закладаються програми перемикання передач із «спортивним», «економічним», «зимовим» (без використання першої передачі) стилями водіння. Усе частіше використовуються системи керування, що міняють програми перемикання передач залежно від стилю впливу водія на педаль подачі палива.

Іноді на автомобілях застосовуються **ГМП із паралельним присіднанням ГДТ**, але тільки із зовнішнім поділом силового потоку, що забезпечує підвищення ККД, оскільки частина потужності передається, минаючи ГДТ. Для розрахунків ККД двопотокової передачі (ДП) із зовнішнім розподілом силового потоку можна використовувати наступні залежності:

$$i_{д.п}^m = i^m \beta - \beta + 1, K_{д.п}^{-m} = K^{-m} \beta - \beta + 1, \eta_{д.п} = K_{д.п} i_{д.п}, \quad (6.58)$$

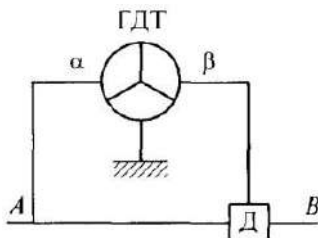
Параметр  $\beta = M_{\beta}/M_B$  постійний для заданої конструкції, тому що він складається зі співвідношення моментів на двох валах диференціала: вихідному (В) і з'єднуючому диференціал із ГДТ ( $\beta$ ).



1 – гідротрансформатор; 2 – механічна планетарна коробка передач;  
 3 – перша пара шестірень головної передачі; 4 друга пара шестірень  
 головної передачі; 5 – міжколісний диференціал;  $\Phi_1$ - $\Phi_5$  – фрикціони

Рисунок 6.19 – Гідромеханічна передача для передньоприводних легкових автомобілів

Значення параметра  $\tau$  наведені в табл. 6.2 для всіх чотирьох можливих варіантів розташування валів Д (двигун), П (споживач), Н (насос ГДТ), Т (турбіна ГДТ) згідно з узагальненою схемою (рис. 6.20), де Д – диференціал.



А, В – вихідні вали; ГДТ – гідротрансформатор;  
 Д – диференціал;  
 $\alpha, \beta$  – параметри конструкції

Рисунок 6.20 – Узагальнена схема ГМП із зовнішнім поділом силового потоку

Таблиця 6.2 – Варіанти з'єднання валів і значення параметрів

Варіант	Вал				Параметр			
	А	В	$\alpha$	$\beta$	$i^m$	$i_{д,п}^m$	$K^m$	$K_{д,п}^m$
I	д	п	Н	Т	1	1	1	1
II	д	п	Т	Н	-1	1	-1	1
III	п	д	Н	Т	1	-1	1	-1
IV	п	д	Т	Н	-1	-1	-1	-1

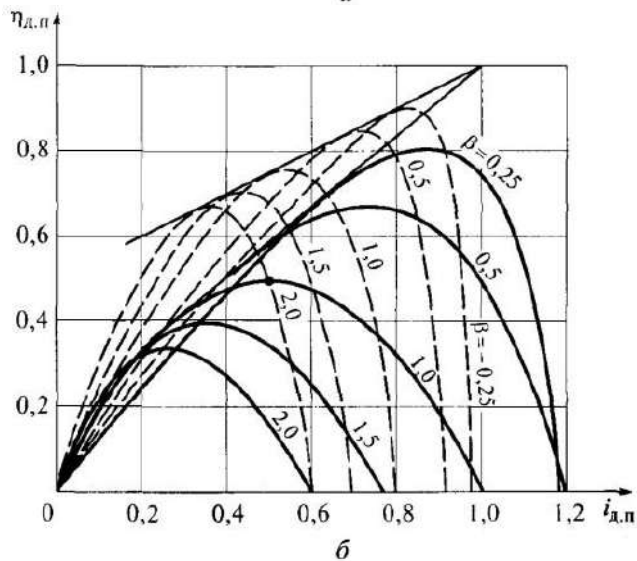
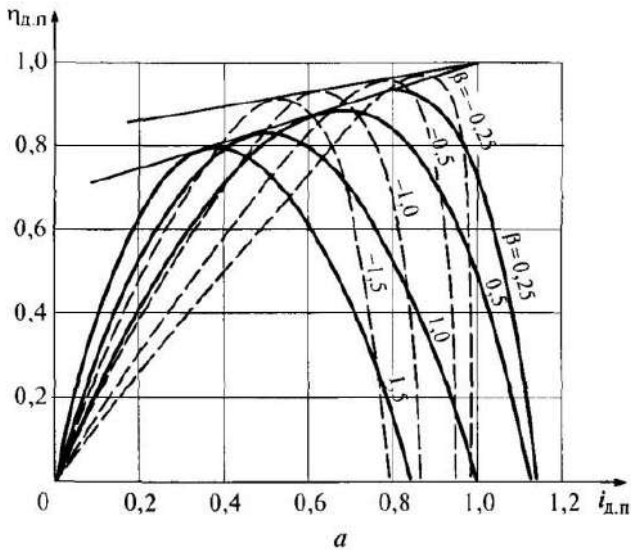
За вихідну (при  $\beta = 1$ ) прийнята характеристика ГДТ із симетричною кривою ККД відносно  $i = 0,5$ :

$$K = K_0(1 - i), \quad (6.59)$$

$$K_0 = 3,33, \quad (6.60)$$

причому  $\eta_{\max} = 0,833$ . Результати розрахунків наведені на рис. 6.21,  $a$  – для варіантів I при  $\beta > 0$  і II при  $\beta < 0$  і на рис. 6.21,  $b$  – для варіантів IV при  $\beta > 0$  і III при  $\beta < 0$ .





$a$  – при  $\eta_{\max} = 0,833$ ;  $\delta$  – при  $\eta_{\max} = 0,5$ ;  $i_{д.п}$ ,  $\eta_{д.п}$  – передатне відношення та ККД двопотокової ГМП;  $\beta$  – параметр двопотокової ГМП

Рисунок 6.21 – Коефіцієнт корисної дії ГМП із зовнішнім поділом силового потоку й з гідротрансформатором, що мають максимальний ККД

З рис. 6.21 випливає, що основний виграш від ДП із зовнішнім розгалуженням силового потоку забезпечується при застосуванні ГДТ за рахунок підвищення ККД (при  $\beta < |1|$ ) практично в тому ж діапазоні високих ККД:

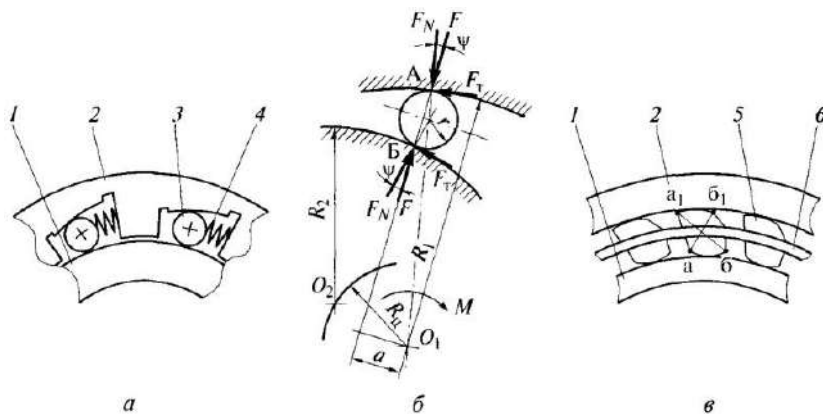
$$D_j = i_{\max}/i_{\min}. \quad (6.61)$$

Навіть при дуже низькому ККД ГДТ, наприклад, близько 0,4 як у ГМП фірми «Фойт» (рис. 6.17, в), можна одержати  $\eta_{\max \text{ д.п}}$  близько 0,9. Крім того, при збільшенні ККД зменшуються  $K_{0 \text{ д.п.}}$  і розміри ГДТ, але суттєво збільшується прозорість:

$$П_{\text{д.п.}} = \lambda_{0 \text{ д.п.}}/\lambda_{\text{м.д.п.}}. \quad (6.62)$$

Для забезпечення плавного перемикання передач у ГМП застосовуються *механізми вільного ходу (МВХ)*. Вони використовуються двох типів: роликіві й сухарикові.

**Роликівий МВХ** (рис. 6.22, а) звичайно складається із внутрішнього кільця 1, зовнішнього кільця 2 з пазами спеціальної форми й роликів 3 із пружинами 4.



- а – роликівий МВХ; б – розрахункова схема роликівого МВХ;  
 в – сухариковий МВХ; 1 – внутрішнє кільце; 2 – зовнішнє кільце;  
 3 – ролик; 4 – пружина; 5 – сухарик; 6 – сепаратор;  
 А, Б – точки контакту ролика з кільцями

Рисунок 6.22 – Механізми вільного ходу

Профіль кожного паза виконаний таким чином, що він разом з поверхнею внутрішнього кільця 1 утворює клин. Ролик утримується пружиною в постійному контакті з кільцями.

Іноді профілюючі поверхні виконують на внутрішньому кільці. Якщо відповідно до прикладених крутних моментів ролики затягуються у вузькі частини клинів, вони заклинюються. Відбувається з'єднання кілець (включення MBX). При зміні напрямку дії моменту, ролики відсуваються з вузьких частин, і відбувається роз'єднання кілець (вимикання MBX). Аналогічно відбувається включення й вимикання MBX при обертанні обох кілець.

У точках контакту А і Б (рис. 6.22, б) з кільцями на ролик діють нормальна:

$$F_N = F \cos \psi, \quad (6.63)$$

і дотична сили:

$$F_T = F \sin \psi, \quad (6.64)$$

Щоб ролики надійно втримувалися в заклиненому стані, необхідне виконання умови, при якому сила  $F_T$  повинна бути трохи меншою сили тертя:

$$F \sin \psi < \mu F \cos \psi, \quad \text{tg } \psi < \mu. \quad (6.65)$$

Коефіцієнт тертя  $\mu$  залежить від в'язкості масла й зазвичай дорівнює 0,11...0,13, тому приймають  $\psi = 6^\circ$ . З іншого боку, якщо кут  $\psi$  буде значно менше кута тертя, то для одержання необхідної дотичної сили буде потрібна більша нормальна сила, але вона обмежена допустимим напруженням стиску ролика.

Залежність між основними розмірами MBX і переданим MBX крутним моментом:

$$M = F a z, \quad (6.66)$$

де  $z$  – число роликів, визначається контактною напругою в точці Б поверхні внутрішнього кільця:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{[M / (z R_1 \text{tg } \psi)] E / (l \rho)}, \quad [\sigma_k] = 2\,000 \text{ МПа}, \quad (6.67)$$

де  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;

$l$  – довжина ролика;

$\rho$  – наведений радіус кривизни контактуючих у точці Б поверхонь, визначається по формулі:

$$\rho = R_2 r / (R_2 + r). \quad (6.68)$$

Рекомендується приймати:

$$l = (2,5 \dots 3,5)r, R_1 = (8 \dots 10)r, R_2 = R_1 - 2r, z = 8 \dots 20.$$

Радіус окружності, на якій розташовується центр  $O_2$  внутрішнього кільця, визначають по залежності:

$$R_{11} = (R_1 - r) \sin 2\psi. \quad (6.69)$$

Профільовану поверхню виконують по дузі окружності з радіусом  $R_2$  або по логарифмічній спіралі. Якщо поверхні заклинювання виконані на зовнішньому колі це, тоді при його обертанні на кожний ролик діє відцентрова сила:

$$F_{цб} = mR\omega^2, \quad (6.70)$$

де  $m$  – маса ролика;

$R$  – відстань від осі кільця до центру ролика;

$\omega$  – кутова швидкість кільця.

Відцентрова сила притискає ролик до поверхні заклинювання, на якій створюється тангенціальна сила яку й повинна долати пружина ролика:

$$F_{\tau} = mR\omega^2 \operatorname{tg} 2\psi, \quad (6.71)$$

**Сухариковий MBX** (рис. 6.22, в) також складається із внутрішнього 1 і зовнішнього 2 кілець, але замість роликів у ній застосовують спеціальної форми сухарики 5. Крім того, на відміну від роликового MBX, поверхні кілець, що контактують із сухариками, мають циліндричну форму без будь-яких пазів.

Сухарики перебувають у контакті з кільцями завдяки спеціальному сепаратору 6, який підтискає їх до кілець. Поверхні контакту сухариків аб і а виконані циліндричними, але центри

циліндрів рознесені так, що розмір  $ab_1 < a_1b$ .

Тому якщо зовнішнє кільце, обертаючись за годинниковою стрілкою, прагне захопити за собою внутрішнє кільце, сухарики, злегка розвернувшись за рахунок сил тертя, стають в розпір між кільцями й заклинюються (МВХ включений). При зміні напрямку обертання зовнішнього кільця сухарики розклинюються (МВХ виключений).

При однаковому зовнішньому діаметрі внутрішнього кільця сухариковий МВХ за рахунок більшої кількості сухариків і більшого радіуса їх поверхні контакту може передати більший крутний момент, ніж роликівий МВХ. Однак у роликівого МВХ за рахунок повороту роликів міняються їхні точки контакту з кільцями. У сухарикового МВХ точки контакту сухариків з кільцями не міняються.

### **Питання для самоперевірки**

1. Як класифікують безступінчасті передачі?
2. Де в основному застосовується клиноремінний варіатор?
3. Як класифікують комбіновані передачі?
4. У чому полягають переваги безступінчастих передач?
5. Як у фрикційних безступінчастих передачах відбувається передача крутного моменту?
6. У чому полягають особливості робочого процесу механічних безступінчастих передач?
7. Які особливості робочого процесу гідравлічних безступінчастих передач?
8. Що собою являє торовий варіатор?
9. Які недоліки клиноремінного варіатора?
10. У чому полягають особливості робочого процесу електричних безступінчастих передач?
11. Як розрахувати вихідні характеристики гідротрансформатора?
12. Які особливості розрахунків розгону автомобіля з гідротрансформатором?
13. Як у гідрооб'ємних (гідростатичних) передачах відбувається передача крутного моменту?
14. Які переваги й недоліки електричних передач?
15. Що собою являє гібридний електропривод автомобіля?

## 7 ГОЛОВНА ПЕРЕДАЧА І ПРИВОД ДО ВЕДУЧИХ КОЛІС

### 7.1 Вимоги до конструкції і класифікація

**Головна передача** – це механізм трансмісії автомобіля, що перетворює крутний момент і розташований перед ведучими колесами автомобіля.

Основні вимоги до головної передачі зводяться до того, що вона повинна: забезпечувати оптимальні тягово-динамічні і паливно-економічні характеристики автомобіля при відповідному виборі передаточних чисел; мати високий ККД; забезпечувати необхідний дорожній просвіт; працювати плавно й безшумно; мати високу жорсткість корпусу, опор і валів.

**Головні передачі класифікують** по числу, виду й розташуванню зубчастих коліс.

**По числу зубчастих коліс** головні передачі підрозділяються на одинарні – головні передачі з однієї парою зубчастих коліс і подвійні – із двома парами зубчастих коліс.

**Одинарні головні передачі** по виду зубчастих коліс підрозділяються на конічні – з конічними зубчастими колесами, гіпоідні – з гіпоідним зачепленням зубчастих коліс, циліндричні – із циліндричними зубчастими колесами, черв'ячні – із черв'яком і черв'ячним колесом.

**Подвійні головні передачі** по розташуванню зубчастих коліс підрозділяються на центральні – подвійні головні передачі, у яких обидві пари зубчастих коліс розташовані в одному картері, і рознесені – подвійні головні передачі, у яких друга пара зубчастих коліс знаходиться в приводі до кожного з ведучих коліс.

**По числу ступенів** головної передачі розрізняють одноступінчасті – головні передачі з одним передаточним числом і двоступінчасті – головні передачі, що мають дві передачі, що перемикаються, з різними передаточними числами (вищий і нижчий ступінь).

### 7.2 Конструкції головних передач та їх елементів

Одинарна головна передача (рис. 7.1) компактна, має

мінімальну масу, невисоку вартість. Вона проста у виробництві й експлуатації. Застосування її обмежується передаточним числом  $u_0 \leq 7$  і несучою здатністю зубчастого зачеплення: при передачі великого крутного моменту необхідно збільшувати модуль зуба, а отже, і розміри зубчастих коліс, що призводить до зменшення дорожнього просвіту.

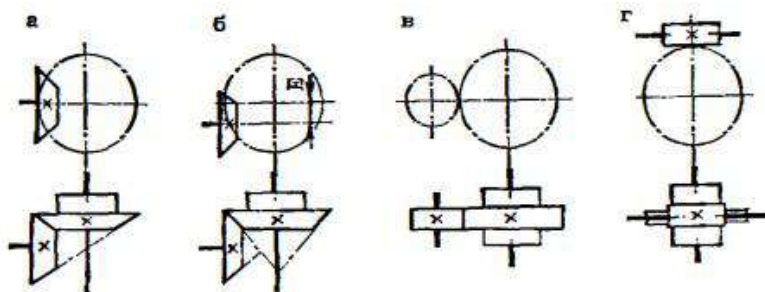


Рисунок 7.1 – Схеми одинарних головних передач автомобілів

**Одинарна конічна головна передача** (рис. 7.1, а) застосовується на легкових і вантажних автомобілях малої вантажопідйомності.

Більш широке поширення одержала **одинарна гіпоїдна головна передача** (рис. 7.1, б), що має ряд переваг: підвищену несучу здатність по контактних напругах, плавність роботи й безшумність. Іноді застосування гіпоїдної передачі пов'язане з використанням гіпоїдного зміщення Е (рис. 7.1, б), як розширювального компонуваньні можливості автомобіля. Застосовується на легкових автомобілях з класичним компонуванням.

В одинарній гіпоїдній головній передачі (рис. 7.2) вал із шестірнею 1 установлений у припливі картера 10 на двох конічних роликотпідшипниках 2 і 4. Між підшипниками поставлена сталева (із пружним гофром) розпірна втулка 3.

На шліцах зовнішнього кінця вала закріплений самостопорною (з пластмасовою вставкою) гайкою 5 фланець 6 карданного шарніра із брудоуловлювальним щитком 7. Маточина фланця ущільнена в картері самопіджимним сальником 8.

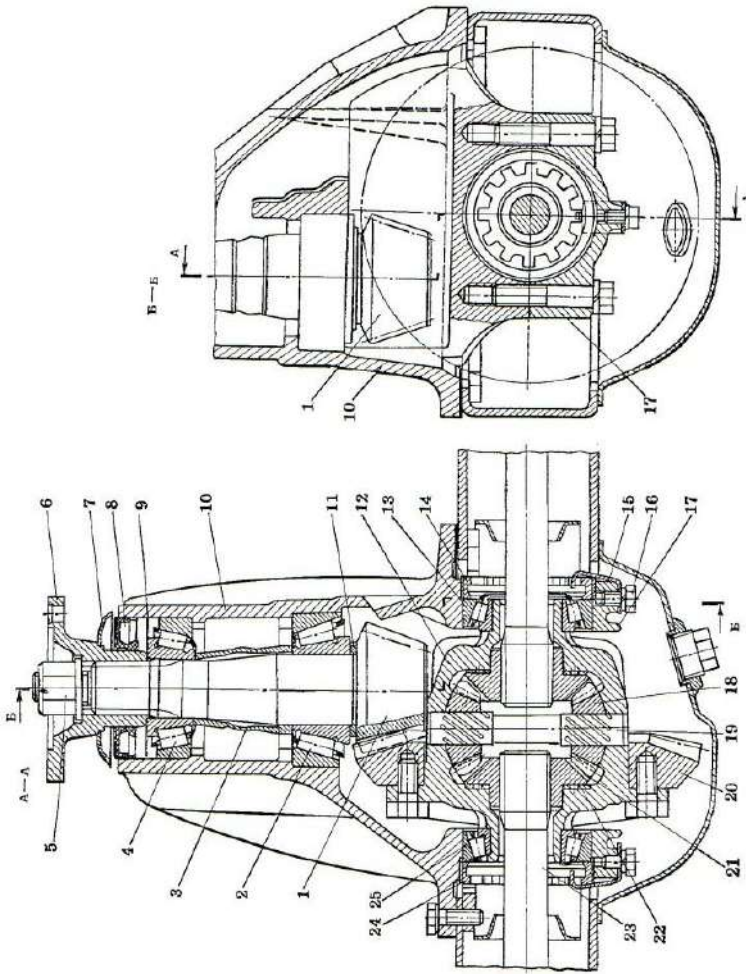


Рисунок 7.2 – Одинарна гіпoidна головна передача автомобілів сімейства ВАЗ

Між маточиною фланця 6 і підшипником 4 закріплене маслорідбійне кільце 9. Масло до підшипників 2 і 4 надходить по каналу в припливі картера 10. Вісь вала шестірні 1 зміщена щодо осі зубчастого колеса 20 униз на 31,75 мм.

Гайка 14 стопориться пластиною 15, яка кріпиться болтом 16 до бугеля 17 підшипника. Колесо 20 прикріплене болтами до нероз'ємної коробки диференціала 12. У коробку запресований палець 19, зафіксований виступом зубчастого колеса 20.



На пальці поставлено два сателіти 18, що перебувають у зачепленні з півосьовими шестірнями 21, які циліндричними шейками входять у виточення коробки 12. З торців під півосьові шестірні 21 поставлені упорні кільця 22, добром яких регулюють правильність зачеплення шестірень диференціала. На пальці 19 під сателітами зроблена гвинтова канавка для кращого проходу масла, а в упорних кільцях 22 є отвори. Півосьові шестірні 21 з'єднуються на шліцах із внутрішніми кінцями півосей 23.

**Одинарна циліндрична головна передача** (рис. 7.1, в) широко використовується на легкових автомобілях, особливо передньоприводних, при поперечному розташуванні двигуна.

**Одинарна черв'ячна передача** (рис. 7.1, г) дозволяє одержати передаточне число більше 7. Однак низький ККД, у порівнянні з кінчною й гіпоїдною передачами, знижена несуча здатність при тих же габаритах і трохи підвищена вартість виробництва – обмежують область застосування таких передач.

**Подвійна центральна головна передача** (рис. 7.3), має великі розміри, вагу й вартість у порівнянні з одинарною, але дозволяє одержати більші передаточні числа ( $u_0 \leq 12$ ) без зменшення дорожнього просвіту під картером головної передачі.

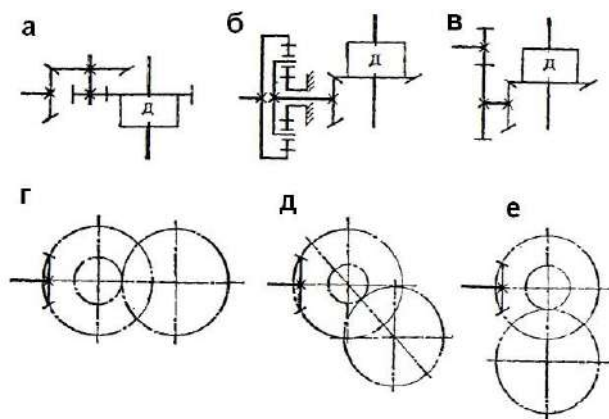


Рисунок 7.3 – Схеми подвійних центральних головних передач

Подвійні центральні головні передачі **виконують по різних схемах:**

- перший ступінь конічний (гіпоїдна), другий – циліндрична (рис. 7.3, а);
- перший ступінь конічний (гіпоїдна, черв'ячна), другий – планетарна;
- перший ступінь планетарний, другий – конічна (гіпоїдна) (рис. 7.3, б);
- перша ступінь циліндричний, другий – конічна (гіпоїдна) (рис. 7.3, в).

У автомобілебудуванні найбільше поширення одержала схема, представлена на рис. 7.3, а. Застосовуються наступні три варіанти даної схеми:

I – усі вали шестірень головної передачі розташовуються в горизонтальній площині (по типу ЗИЛ-130, рис. 7.3, г, рис. 7.4);

II – у двох неперпендикулярних площинах (по типу КраЗ-257, рис. 7.3, д);

III – у двох взаємно-перпендикулярних площинах (по типу УрАЛ-4320, ЗИЛ-131, КамАЗ-5320, рис. 7.3, е, рис. 7.5).

Останній варіант дозволяє одержати найбільш компактний середній прохідний міст візка тривісного автомобіля. Подвійна центральна головна передача, виконана по першому варіанту схеми, представлена на рис. 7.4. Вал з конічною шестірнею 9 встановлено у двох конічних роликотішипниках 27 і 29 в окремому корпусі 26, прикріпленому до картера 25 болтами на регулювальних прокладках 8.

Між підшипниками на валу встановлені розпірна втулка 28 і два шліфовані сталеві кільця 6, доборою товщини яких регулюють натягування підшипників. Підшипники затягнуті шплінтованою гайкою 1, якою також кріпиться фланець 2 карданного шарніра й упорна шайба. Корпус закритий кришкою 5 із сальником 4. До фланця приварений брудовідбивач 3.

Конічна шестірня 9 входить у зачеплення з конічним колесом 11, прикріпленим до фланця поперечного валу 12. Шестірні мають спіральні зуби. Вал 12 встановлений у гніздах картера 25 на двох конічних роликотішипниках 14. Під фланцями гнізд 13 підшипників 14 встановлені регулювальні прокладки 10. Разом з валом 12 виготовлена циліндрична шестірня 24, що перебуває в зачепленні з колесом 23, з'єднаним болтами із чашками коробки диференціала 22.

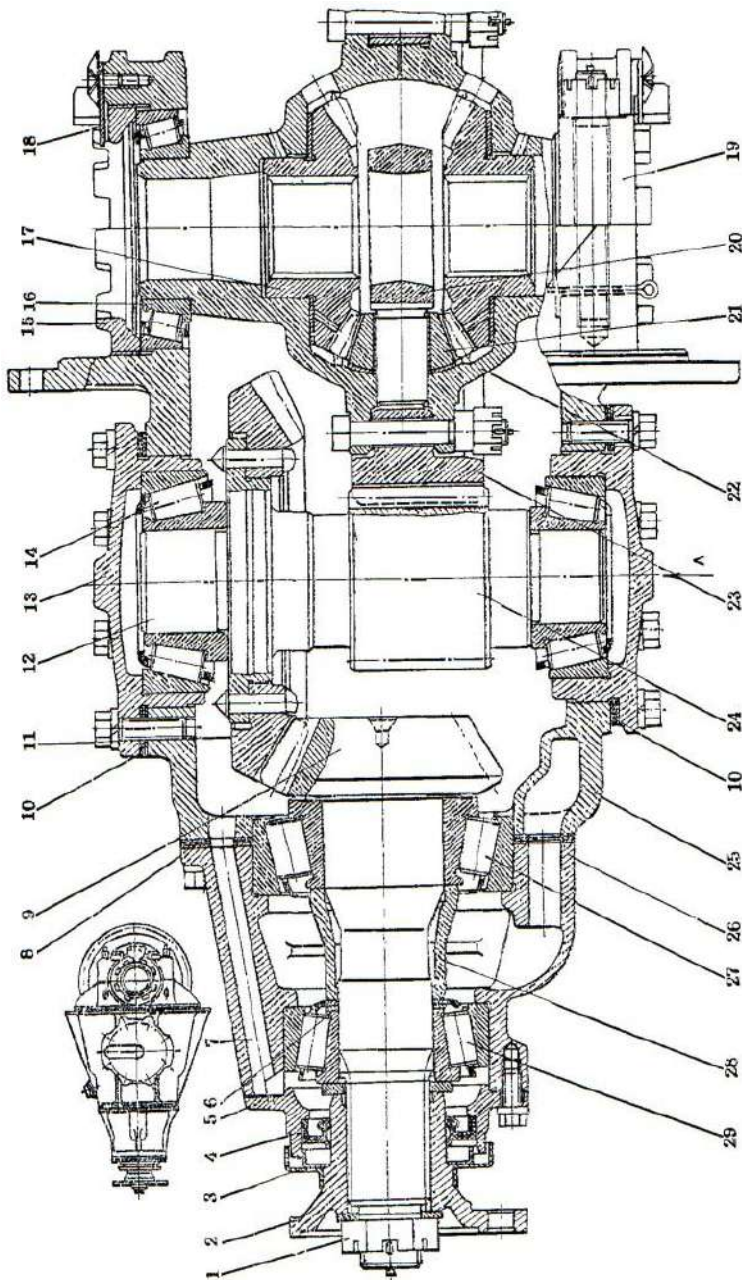
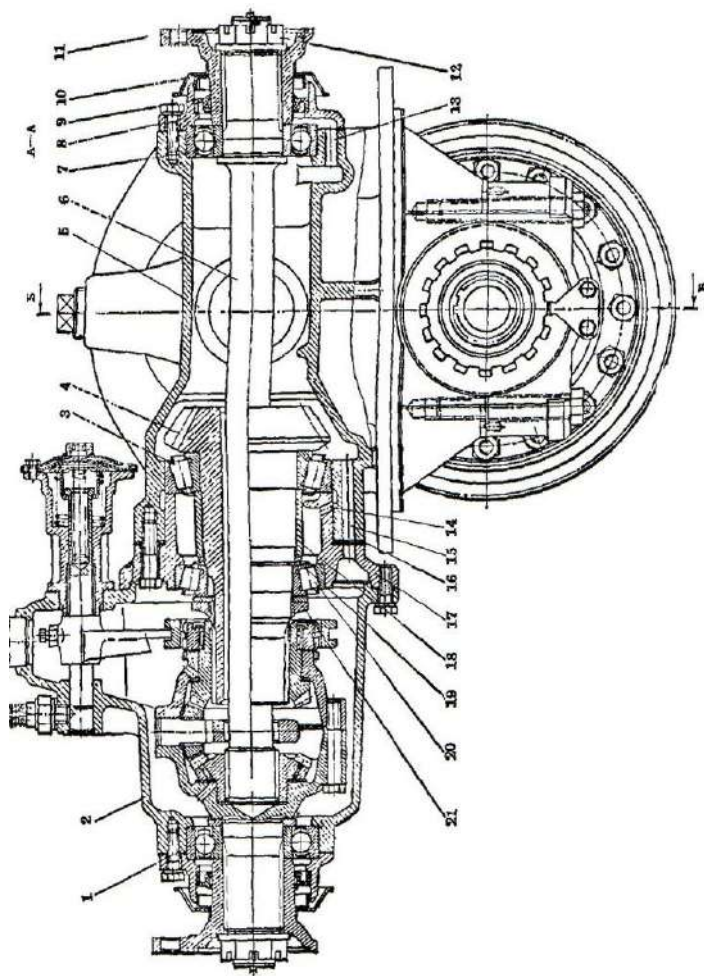
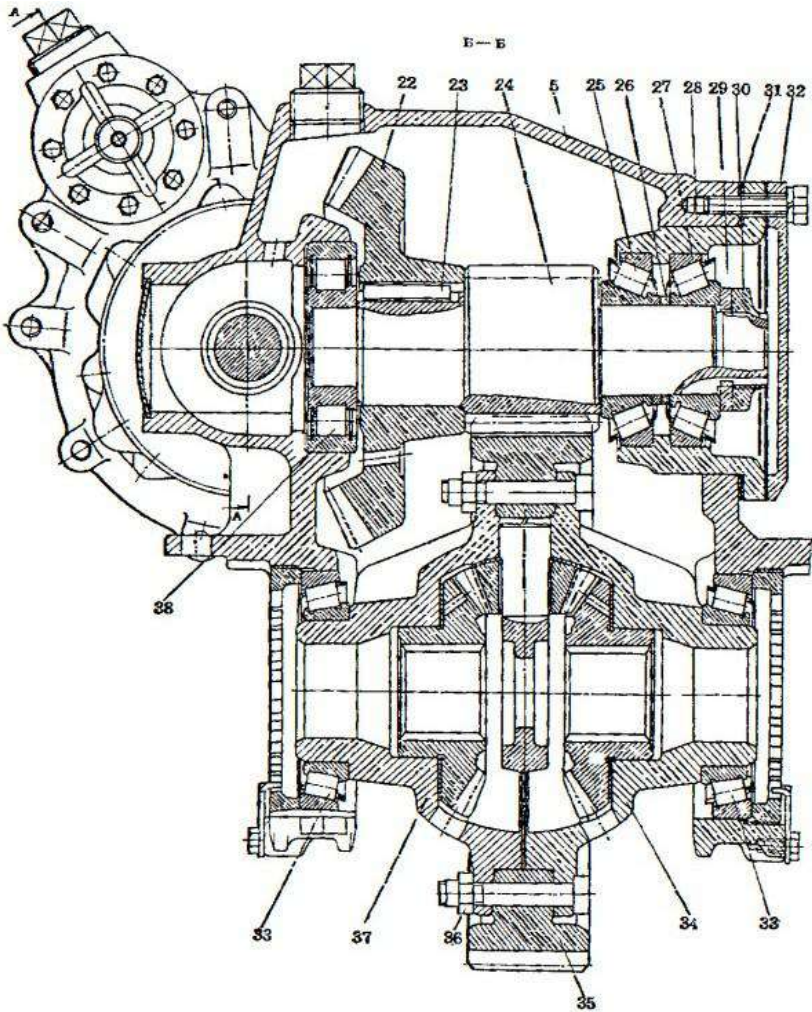


Рисунок 7.4 – Подвійна центральна головна передача автомобіля ЗИЛ-130



а – поздовжній розріз  
 Рисунок 7.5 – Подвійна центральна головна передача  
 середнього мосту автомобіля КамАЗ-5320

Зубчасті колеса 23 і 24 мають косі зуби. Коробка 22 установлена в гніздах фланця картера 25 на двох конічних роликотідшипниках 16. Підшипники закріплені кришками 19 на шпильках, а із зовнішньої сторони фіксуються регулювальними гайками 15 зі стопорами 18. Між чашками коробки диференціала розташована хрестовина 20 із чотирма сателітами 21, установленними на бронзових втулках.



б – поперечний розріз

Рисунок 7.5 – Подвійна центральна головна передача середнього мосту автомобіля КамАЗ-5320, аркуш 2

Сателіти входять у зачеплення з півосьовими шестірнями 17, маточини яких розташовані у виточеннях коробки диференціала. Під сателітами й півосьовими шестірнями є опорні шайби. Масло

до підшипників 27 і 29 надходить по каналах 7 у картері. У головній передачі, виконаної по першому варіанту схеми, скорочується відстань між фланцями кріплення карданного вала, що викликає збільшення кутів його нахилу.

При другому й третьому варіантах схеми пари конічних шестірень розміщається над балкою мосту, що вимагає збільшення висоти підлоги кузова й відповідно навантажувальної висоти платформи.

По ступеню навантаженості опор проміжного вала перевагу має перший варіант схеми, де радикальні зусилля, що діють на проміжний вал з боку конічного колеса й циліндричної шестірні, спрямовані в протилежні сторони й лежать в одній площині. Це призводить до зменшення результуючої цих зусиль.

Умови змащення опор вала шестірні й проміжного вала гірші в другому й третьому варіантах схеми. У цих передачах необхідно передбачати примусову систему змащення або спеціальні пастки й канали зі стоком масла до опорних підшипників зазначених валів.

Подвійна центральна головна передача середнього мосту, виконана по третьому варіанту схеми, зображена на рис. 7.5, а, б. Шестірня 4 головної передачі середнього ведучого мосту встановлено на двох конічних підшипниках 3 і 20. Внутрішнє кільце заднього підшипника 3 напресоване на шийку шестірні. Зовнішнє кільце встановлене в гнізді картера 5 на посадці ковзання.

Зовнішнє кільце переднього підшипника 20 запресоване в гніздо стакану 17, а внутрішнє – установлене на посадці ковзання на валу шестірні 4. Між підшипниками встановлена розпірна втулка 18 і регулювальні шайби 19, призначені для регулювання преднатяга підшипників. Внутрішнє кільце фіксується від осевого переміщення спеціальною гайкою 21, нагвинченої на різьбові частини шестірні 4.

Для забезпечення змащення підшипників 3 і 20 у картері 5 і стакані 17 передбачені поздовжній 15 і радіальний 14 канали. Стакан 17 підшипників болтами кріпиться до картера 5, а до стакана підшипників, у свою чергу, кріпиться картер 2 міжосьового диференціала.

Вал 6 призначений для передачі крутного моменту до

заднього мосту. Він установлений на двох опорах: передньою опорою є підшипник 1 чашки міжосьового диференціала, задньою опорою – підшипник 7, установлений у гнізді картера 5 головної передачі.

Кінці вала шліцові. На задній кінець вала до упору у внутрішнє кільце підшипника встановлений фланець 11, зафіксований на валу гайкою 12. Для запобігання витікання масла з картера й влучення пилу й бруду, в кришку 8, підшипника 7, запресований гумовий сальник 9, а до фланця приварений брудомасловідбивач 10. Для підведення масла до підшипника в картері передбачений канал 13.

Конічне колесо 22 (рис. 7.5, б) напресоване на шийку циліндричної шестірні 24 до упору й від провертання стопориться шпонкою 23. Шестірня 24 у зборі з конічним колесом установлена на двох опорах у гніздах картера 5. Передньою опорою є роликовий циліндричний підшипник 38, внутрішнє кільце якого встановлено на шийку вала шестірні 24, а зовнішнє – у гнізді картера. Задньою опорою є два роликові конічні підшипники 25 і 27, внутрішні кільця яких установлені на шийку шестірні 24, а зовнішні – у стакані 28 підшипників.

Регулювання преднатяга підшипників 25 і 27 здійснюється за допомогою регулювальних шайб 26. Внутрішнє кільце підшипника 27 опирається на шайбу 29 і обидва підшипники фіксуються на валу циліндричної шестірні гайкою 30.

Для регулювання зачеплення конічної пари зубчастих коліс між стаканом 28 і картером установлюється набір регулювальних прокладок 31. Після установки й регулювання стакан підшипників закривається кришкою 32.

Косозубе колесо 35 у зборі з диференціалом установлено в картері 5 на двох конічних підшипниках 33. На чашки 34 і 37 диференціала зубчасте колесо 35 поставлене на посадці ковзання й кріпиться до чашок болтами із самостопорними гайками 36.

**Подвійна рознесена головна передача** складається із центрального редуктора з одинарною конічною або гіпоїдною передачею й міжколісним диференціалом  $D_1$ , за яким розташовано два редуктори Р у приводі кожного ведучого колеса (рис. 7.6, а). На рис. 7.6, б представлена схема подвійної рознесеної головної передачі прохідного мосту ( $D_2$  – міжосьовий

диференціал).

Подвійна рознесена головна передача складніше центральної, має більше число зубчастих коліс і підшипників. Незважаючи на це, вона одержала велике поширення на автомобілях середньої й великої вантажопідйомності внаслідок ряду переваг, основними з яких є:

- менші розміри міжколісного диференціала й діаметр півосей через малий ступінь редукції моменту, підведеного до міжколісного диференціалу;
- компактність центральної частини ведучого мосту й достатньо великий дорожній просвіт під центральною частиною балки провідного мосту;
- можливість змінити передаточне число головної передачі без зміни центрального редуктора й центральної частини балки ведучого мосту.

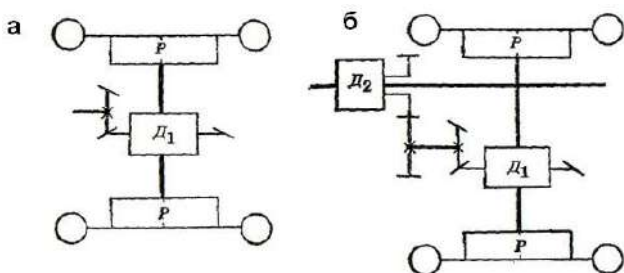


Рисунок 7.6 – Схеми подвійних рознесених головних передач

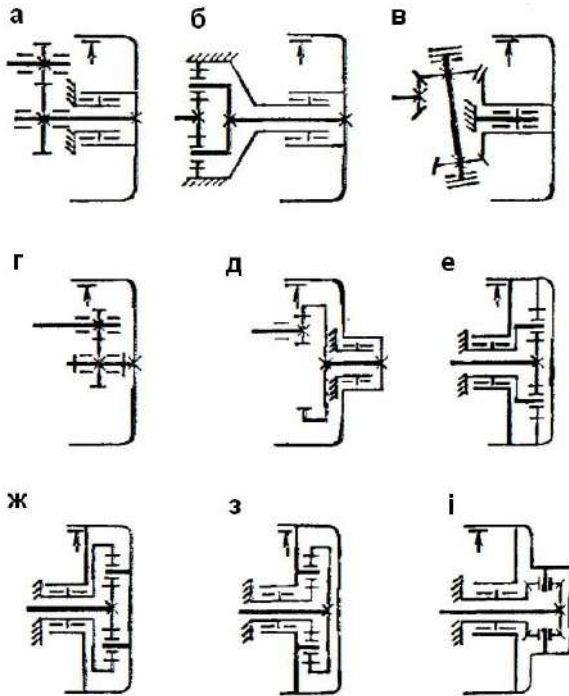
У практиці конструювання привода ведучих коліс, редуктори подвійної рознесеної головної передачі розділяють на бортові, розташовані перед ведучими колесами, або безпосередньо за міжколісним диференціалом, і колісні, розташовані в маточині колеса або його гальмового барабана.

Застосовують наступні види редукторів: із циліндричною передачею зовнішнього зачеплення (рис. 7.7, а, г), з конічною передачею зовнішнього зачеплення (рис. 7.7, е); із циліндричною передачею внутрішнього зачеплення (рис. 7.7, д, е); із циліндричною планетарною передачею із загальмованими епіциклічною (рис. 7.7, б, ж) або сонячною (7.7, з) шестірнями; з конічною планетарною передачею (рис. 7.7, і). Типова



конструкція бортового редуктора із циліндричною передачею зовнішнього зачеплення зображена на рис. 7.8, а.

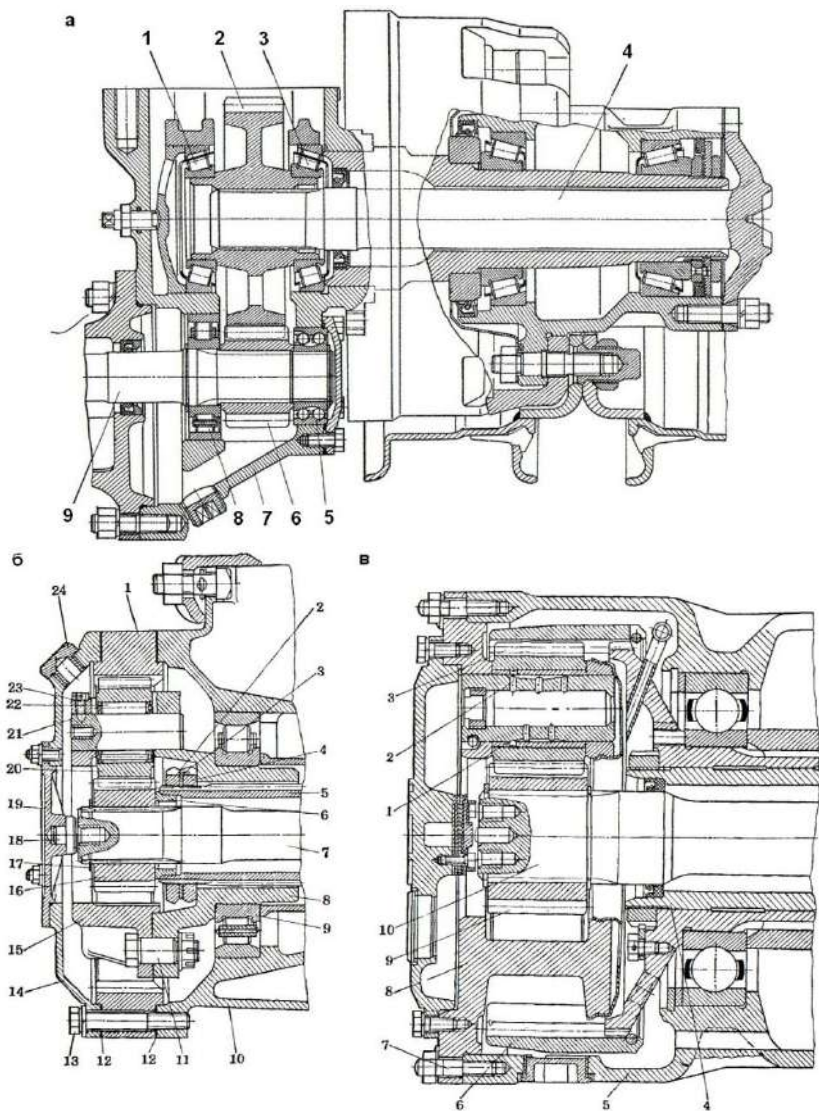
Вал 9 призначений для передачі крутного моменту від центрального редуктора до шестірні 6 бортового редуктора. Він розміщений в картері 7 на двох підшипниках 5 і 8. Косозуба шестірня 6 входить у зачеплення з колесом 2, установленим у картері 7 на конічних роликових підшипниках 1 і 3.



а...в – бортові; г...і – колісні

Рисунок 7.7 – Схеми редукторів привода ведучих коліс

Зубчасте колесо 2 розташовується на шліцах вала 4 привода ведучого колеса. По складності конструкції такі редуктори займають проміжне місце між подвійними центральними передачами й передачами з колісними планетарними редукторами.



а – із зовнішнім зачепленням шестірень;  
 б – із загальмованим водилом;  
 в – із загальмованою епіциклічною шестірнею  
 Рисунок 7.8 – Редуктори привода ведучих коліс

Одним з недоліків їх схеми є труднощі одержання великого передаточного числа. Цього недоліку позбавлена схема із циліндричною передачею внутрішнього зачеплення, яка до того ж має більшу компактність конструкції. До недоліків цієї схеми слід віднести деяку складність у розміщенні гальм і в установці маточини колеса.

Рознесені головні передачі із багатосателітними планетарними й непланетарними циліндричними передачами, завдяки підвищеній несучій здатності й компактності конструкції – одержали найбільш широке застосування. Деяка складність конструкції обмежує їхнє застосування в мостах з осьовим навантаженням менше 60 кН.

У колісному редукторі автомобіля МАЗ-5335 (рис. 7.8, б) усі зубчасті колеса циліндричні, прямозубі. Сонячна шестірня 16 посаджена на евольвентні шліци зовнішнього кінця вала 7 ведучого колеса й обмежена від осьового переміщення з однієї сторони упором 6, з іншого боку – кільцем 17. Сонячна шестірня перебуває в зачепленні із трьома сателітами 20, установленими на роликотпідшипниках 22 на осях 21.

Осі виготовлені з легованої сталі й термічно оброблені. Закріплені стопорними болтами 23 у кронштейні-водилі, що складається із двох частин: внутрішньої чашки 8, кованої зі сталі, і литого сталевого фланця 15 складної форми. Обидві частини скріплено трьома болтами 11. Водило маточиною внутрішньої чашки 8 з'єднане на шліцах з кінцем труби рукава 5 і закріплене на трубі разом з підшипниками 9 маточини колеса 10, гайкою 4 зі стопорною шайбою 3 і контргайкою 2.

Сателіти 20 входять у зачеплення з епіциклічною шестірнею 1, прикріпленої болтами 13 до маточини колеса 10. Редуктор закритий литим кожухом 14 із кришкою 19. Між шестірнею 1 і маточиною 10, а також між шестірнею 1 і кожухом 14 установлені ущільнювальні прокладки 12. У кожусі 14 розташований отвір для зливу масла, закритий пробкою 24. У центральне виточення кришки 19 запресований упорний сухар 18, що обмежує переміщення півосі.

Редуктори із багатосателітними непланетарними передачами (із загальмованим водилом) практично забезпечують передаточні числа в межах 2...5. Перевагою таких конструкцій є трохи менша

відносна швидкість обертання підшипників сателітів. Редуктори із загальмованою епіциклічною шестірнею, завдяки можливості одержання великих передаточних чисел ( $u_{к,р} = 3...6$ ), одержали найбільше поширення в ведучих мостах автомобілів.

Колісна планетарна передача, зображена на рис. 7.8, в, має сонячну шестірню 9, з'єднану з валом ведучого колеса 10, епіциклічну шестірню 6, нерухливу щодо трубчастого рукава 4 вала ведучого колеса, і сателіти 3, що перебувають у зачепленні з обома шестірнями. Сателіти встановлені на підшипниках ковзання 1 на осях 2, закріплених у водилі 8, яке з'єднано шпильками 7 з маточиною колеса 5.

При загальмованій сонячній шестірні передаточні числа планетарної передачі перебувають у межах  $u_{к,р} = 1,2...1,5$ , що обмежує її застосування. У циліндричних планетарних колісних передачах зазвичай три сателіти. Знаходять застосування конструкції із чотирма й п'ятьма сателітами. Однак збільшення числа сателітів призводить до підвищення вартості конструкції, а також вимагає додаткових конструктивних заходів щодо вирівнювання навантаження між ними.

Подвійні рознесені головні передачі із планетарною кінцевою передачею відрізняються особливою компактністю. Однак складність одержання передаточних чисел більше трьох, обмежує застосування цієї конструкції. Деякі фірми Італії, Франції й ФРН використовують на окремих моделях автомобілів рознесені головні передачі, що представляють собою комбінацію подвійного (конічна й циліндрична пари) центрального редуктора й колісного – планетарного або циліндричного.

**Двоступінчаста головна передача** дозволяє розширити діапазон передаточних чисел трансмісії при збереженні без змін її вузлів. Нижчий ступінь такої передачі використовується при русі автомобіля у важких дорожніх умовах (наприклад, у гірській місцевості) для подолання значного опору руху. Вона дозволяє рідше застосовувати проміжні передачі в коробці. Використання вищого ступеня в легких дорожніх умовах або при неповному завантаженні автомобіля сприяє поліпшенню його економічності, збільшенню середньої швидкості руху й зменшенню крутного моменту в приводі ведучих коліс.

Двоступінчаста головна передача може бути отримана за

рахунок установки блокуваного планетарного ряду між диференціалом і веденою конічною шестірнею (рис. 7.9, а) або додаткової пари циліндричних зубчастих коліс (рис. 7.9, б).

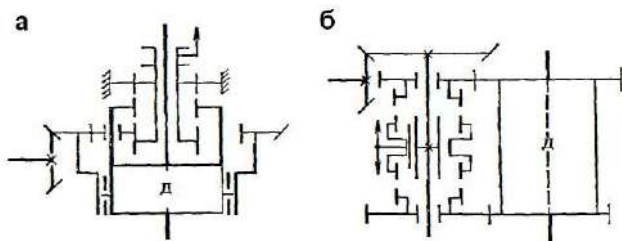


Рисунок 7.9 – Схеми двоступневих головних передач

Перша схема застосовна для одинарних і подвійних головних передач. Виконана за цією схемою конструкція двоступінчастої головної передачі показана на рис. 7.10.

На вищій передачі сонячна шестірня 9 блокується з водилом 10 планетарного ряду (корпусом диференціала) і обертається як одне ціле зі швидкістю веденого конічного колеса 1. На нижчій передачі сонячна шестірня зубчастим вінцем 6 через гайку 5 блокується з картером 4 головної передачі, завдяки чому епіциклічна шестірня 8, складає одне ціле з конічним колесом 1, обертає через сателіти 2 і осі 3 водило 10 планетарного редуктора, відповідно зменшуючи його кутову швидкість.

Перемикання передач здійснюється переміщенням сонячної шестірні в осьовому напрямку. Для включення підвищувальної передачі необхідно шестірню 9 ввести в зачеплення із зубчастим вінцем 7, пов'язаним з водилом (корпусом диференціала), для включення понижувальної із зубами гайки 5, з'єднаної з корпусом 4. Передаточне число планетарного редуктора двоступінчастої передачі дорівнює 1,391.

Друга схема використовується при розробці двоступінчастої головної передачі на базі подвійної центральної, зображеної на рис. 7.3, а. У цьому випадку на проміжному валу й корпусі диференціала встановлено дві пари циліндричних зубчастих коліс. Шестірні на проміжному валу встановлюються на підшипниках ковзання й з'єднуються з валом через зубчасту муфту.

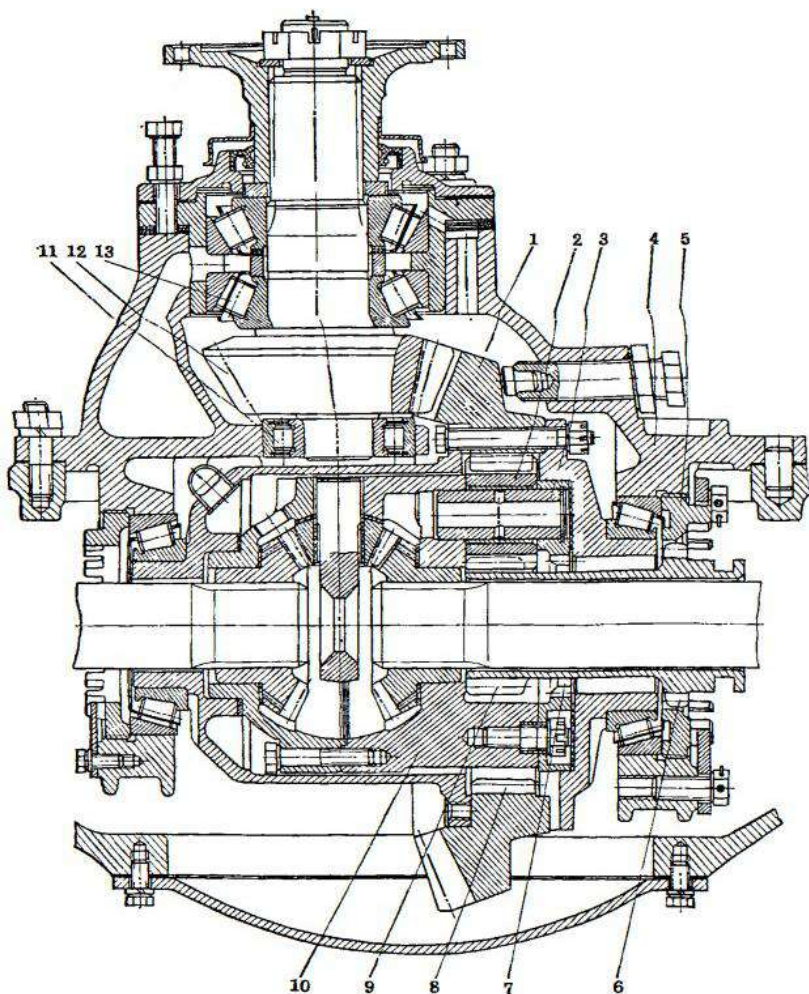


Рисунок 7.10 – Двоступенева головна передача автомобіля МАЗ-500А

До недоліків двоступінчастих головних передач слід віднести деяку складність конструкції й те, що без ускладнення керування неможливо здійснити перемикання ступенів при русі автомобіля. Крім того, головні передачі випускаються максимально уніфікованими й пристосованими не тільки для автомобілів з

одним ведучим мостом, але також і для багатоприводних автомобілів.

При необхідності синхронного перемикання декількох східчастих головних передач на одному автомобілі ускладнюється система керування й знижується її надійність. Ці недоліки в умовах широкого поширення багатоступінчастих коробок передач обумовили обмеження двоступінчастих головних передач.

Зубчасті колеса головних передач виготовляють із високоякісних легованих і високолегованих сталей марок 20ХНМ, 30ХГТ, 20Х2Н4А, 20ХГНМ, 25ХГНМ (КамАЗ), 20ХГНТА й 15ХГН2ТА (КрАЗ) із цементацією на глибину 1,2...1,5 мм. Після загартування жорсткість поверхневого шару зубів становить 59...65 HRC, що обумовлює їхню високу зносостійкість. Жорсткість серцевини біля основи зубів – HRC 26...35, чим забезпечується грузлий опір ударним навантаженням і міцність на вигин.

Картер головної передачі виготовляють як одне ціле з балкою ведучого мосту або відокремлюваним від балки з розніжними гніздами під підшипники корпусу диференціала (рис. 7.2, 7.4).

Найбільше поширення має друга конструкція, що полегшує монтажну-демонтажні й регулювальні роботи. Для полегшення складання часто горловину картера, у якій розміщені ведучий вал і його підшипники, роблять розніжною (рис. 7.4). В окремому картері передбачають фланець для кріплення головної передачі до балки мосту.

Основна вимога до картера головної передачі – жорсткість конструкції. Остання визначає точність зачеплення зубчастих коліс головних передач. Для збільшення жорсткості на картері головної передачі роблять зовнішні й внутрішні ребра (рис. 7.2).

Підвищення жорсткості опор конічного колеса досягається тим, що гнізда цих опор розташовують безпосередньо в корпусі картера. Картер головної передачі виготовляють із ковкого чавуну КЧ 37-12, КЧ 35-10 або високоміцного чавуну ВЧ 50-2.

Вал конічної шестірні в сучасних конструкціях установлюють, як правило, по двом типовим схемам: із кріпленням вала на підшипниках консольно (рис. 7.11, а) або по обидві сторони шестірні (рис. 7.11, б).

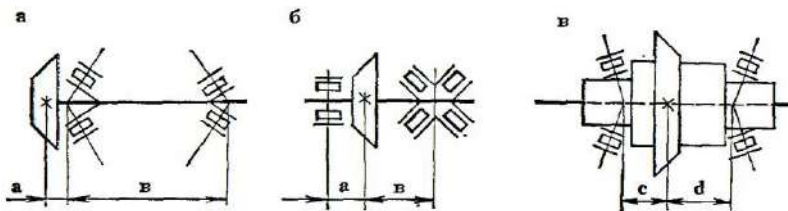


Рисунок 7.11 – Схеми установки зубчастих коліс і підшипників головної передачі

Схема із кріпленням вала на підшипниках, розташованих по обидві сторони шестірні, забезпечує більшу жорсткість конструкції, ніж перша. Однак вона конструктивно складніша й застосовується в основному в одинарних головних передачах. Схема з консольним кріпленням вала на двох підшипниках застосовується частіше в подвійних головних передачах.

Підвищення жорсткості вузла шестірні головної передачі досягається: збільшенням відстані  $b$  між опорами, розташованими з однієї сторони шестірні, і зменшенням довжини консолі  $a$  (рис. 7.11, а); зменшенням відстані між опорами ( $a + b$ ), розташованими по обидві сторони шестірні (рис. 7.11, б).

Жорсткість вала повинна бути такою, щоб забезпечувалася сталість зачеплення зубчастих коліс центрального редуктора при максимальних навантаженнях. Припустимі прогини й переміщення (у міліметрах) валів, шестірні й колеса головної передачі в трьох напрямках зазначені на схемі, зображеної на рис. 7.12. Підшипники (їх тип і розташування) також дуже впливають на жорсткість головної передачі.

Так, для передачі, зображеної на рис. 7.4, кутове зміщення осі шестірні 9 залежить головним чином від типу підшипника 27, встановленого в основі даної шестірні, діаметра внутрішнього кільця підшипника, відстані між опорами й довжини консолі. Тип підшипника 29 хвостовика шестірні 9 впливає на жорсткість конструкції значно менше. При установці роликотпідшипника (конічного або циліндричного) у основи шестірні, жорсткість конструкції більше, чим при шарикотпідшипнику. Для зменшення довжини консолі  $a$  й збільшення відстані між опорами  $b$  конічні роликотпідшипники слід розташовувати так, щоб вершини їх



конусів були звернені усередину вала, назустріч один одному (рис. 7.11).

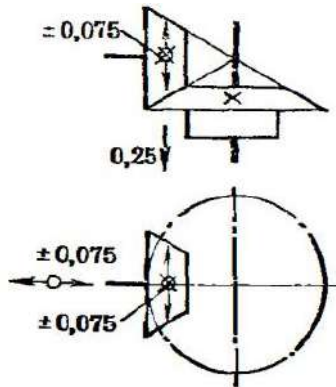


Рисунок 7.12 – Припустимі прогини й переміщення вала, шестірні й колеса головної передачі

Для підвищення жорсткості головної передачі відстань  $s + d$  між опорами (рис. 7.11, в) повинна бути по можливості меншою, для чого конічні роликпідшипники встановлюють так, щоб вершини їх конусів були звернені назовні стосовно корпуса диференціала. З метою підвищення жорсткості при складанні головної передачі роблять попередній натяг підшипників. Сутність попереднього натягу пояснюють схеми на рис. 7.13.

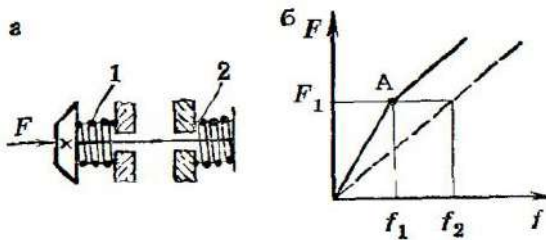


Рисунок 7.13 – Схема попереднього натягу підшипників

При відсутності попереднього підтискання пружин 1 і 2 (рис. 7.13, а) залежність між осьовою силою  $F$  і деформацією (укороченням) пружини  $f$  носить лінійний характер (штрихова лінія на рис. 7.13, б):

$$F = cf, \quad (7.1)$$

де  $c$  – жорсткість однієї пружини.

Якщо пружини попередньо піджати на величину  $f_1$ , осьова сила визначається формулою (суцільна лінія до точки А):

$$F = 2cf, \quad (7.2)$$

тобто при наявності попереднього натягу зменшується деформація при тій же осьовій силі. Так, при наявності попереднього натягу сила  $F_1$  викликає деформацію  $f_1$ , а при його відсутності –  $f_2$ .

Отже, ціль попереднього натягу підшипника полягає в усуненні зазору між його кільцями й роликками й створенні деякої деформації елементів підшипника.

Попередній натяг підшипників впливає на довговічність головної передачі. Зі збільшенням натягу підвищується стабільність зачеплення зубчастих коліс. Однак надмірний натяг шкідливий, тому що він може погіршити умови роботи підшипників, знизити ККД передачі й привести до прискореного її зношування.

Попередній натяг контролюється виміром моменту, необхідного для провертання вала. Для підшипників конічних шестірень головної передачі вантажних автомобілів натяг становить 0,03...0,05 мм, при цьому момент, необхідний для провертання шестірень головної передачі – 1...3 Нм.

У якості опор конічного зубчастого колеса можуть застосовуватися сферичні роликпідшипники. Вантажопідйомність і жорсткість цих підшипників менше, чим конічних роликпідшипників, але зате вони самовстановлюються й тому менш чутливі до перекосів, що досить суттєво при значних розмірах підшипників колеса головної передачі. Шарикопідшипники, для яких не потрібне регулювання, установлюють у даний час тільки в головних передачах малолітражних легкових автомобілів.

Регулювання підшипників і шестірень головної передачі проводиться в такий спосіб. Підшипники вала шестірні головної

передачі зазвичай регулюють за допомогою регулювальних кілець 6 (рис. 7.4) або 19 (рис. 7.5, а).

Для регулювання підшипників головної передачі 13 і 25 (рис. 7.2) застосовують регулювальні гайки 14, 24, що впираються в зовнішні кільця підшипників, або регулювальні прокладки 10 (рис. 7.4).

Після регулювання підшипників регулюють зачеплення конічних шестірень. Зачеплення конічних шестірень повинне бути відрегульоване так, щоб зуби шестірень, що сполучаються, входили в зачеплення по всій довжині й між зубами був певний бічний зазор, у середньому 0,15...0,30 мм.

Даний зазор перевіряють по кутовому переміщенню фланця карданного шарніра, закріпленого на валу шестірни головної передачі. При цьому зубчасте колесо повинне бути закріплене.

Правильність зачеплення конічних шестірень перевіряють по розташуванню плями контакту на зубах. Для цієї мети на зуби шестірни наносять шар фарби, потім шестірни повертають. При правильному зачепленні шестірень пляма контакту розташовується по середині висоти зуба з невеликим зрушенням до його вузького кінця.

У табл. 7.1 наведені можливі випадки розташування плями контакту на зубах шестірни й зазначене взаємне розташування при цьому зубчастих коліс.

Шестірню 9 (рис. 7.4) при регулюванні зачеплення переміщують за допомогою регулювальних прокладок 8, розташованих між картером головної передачі й фланцем стакану. Аналогічно проводиться регулювання шестірни 4 прокладками 16 (рис. 7.5, а). Якщо підшипники шестірни 1 (рис. 7.2) установлені безпосередньо в картері, переміщення вала шестірни здійснюється шляхом зміни товщини кільця 11.

Для переміщення зубчастого колеса 20 (рис. 7.2) відвертають на певний кут гайку 14, що впирається в зовнішнє кільце підшипника 13, і закручують на такий же кут гайку 24 із протилежної сторони. Це ж регулювання можна здійснювати перестановкою необхідного числа прокладок 10 (рис. 7.4) з однієї сторони на іншу, не змінюючи їх загального числа, щоб не порушити попередній натяг підшипників.

Таблиця 7.1 – Різні випадки відбитків на робочих поверхнях зубів шестірні головної передачі

Взаємне розташування зубчастих коліс що зачіплюються	Характер відбитків	
	без навантаження (при складанні)	з повним навантаженням (в роботі)
Колесо занадто далеко відсунуте уздовж своєї осі від шестірні		
Колесо занадто близько присунуте уздовж своєї осі до шестірні		
Шестірня занадто далеко відсунута уздовж своєї осі до колеса		
Шестірня занадто близько присунута уздовж своєї осі до колеса		
Правильне взаємне розташування зубчастих коліс		

### 7.3 Робочий процес головних передач

Робочий процес головної передачі аналогічний робочому процесу коробки передач при включеній передачі. Тому особливості головної передачі із циліндричними зубчастими колесами ми не розглядаємо.

На відміну від циліндричних зубчастих коліс осьовий зсув конічних зубчастих коліс порушує зачеплення. Ця обставина, а також значно більш високі навантаження, при малих габаритних розмірах (через малі розміри ведучої конічної або гіпоїдної шестірні) вимагають застосувати, крім підвищення жорсткості картера, спеціальні заходи, що підвищують жорсткість конструкції:

- конічні радіальноупорні підшипники з попереднім натягом  
 $f_0 = 0,02 \dots 0,04$  мм, що зменшує осьову деформацію й результуюче навантаження на підшипники;
- упор, закріплений на картері, для веденої конічної шестірні, що зменшує її деформацію при великих

навантаженнях на нижчих передачах;

- у вершини конуса ведучої шестірні іноді розташовують третій підшипник, крім консольної установки цієї шестерні.

Утомні ушкодження зубів зазвичай мають вигляд «вісповідного зношування» (пітінга) на бічних поверхнях.

Зменшення зношування забезпечується підвищенням жорсткості конструкції (допускаються прогини не більше 0,075 мм і тільки віджим веденої конічної шестірні до 0,25 мм), точності виконання профілю зубів, якості поверхні зубів, що також одночасно знижує й гучність зачеплення.

Однак помилки, що є причиною підвищеного шуму, зазвичай мізерно малі в порівнянні з помилками, що є причиною підвищеного зношування. З конічних головних передач найпоширеніша передача зі спіральним, у більшості випадків із круговим зубом, виконаним по дузі окружності, діаметр якої відповідає діаметру різцевої головки верстата.

Застосування кругових зубів забезпечує зменшення розмірів головної передачі через зменшення ведучої конічної шестірні. Число її зубів може бути зменшене –  $z_1 = 5 - 6$ , а збільшений кут спіралі  $\beta$  (30...40°) дозволяє підвищити число зубів, що одночасно перебувають у зачепленні. Це забезпечує зниження навантажень на зуби й підвищує їхню зносостійкість.

**Навантаження на ведучій конічній шестірні** (рис. 7.14, а) визначаються виходячи з того, що сумарну силу, прикладену до зуба конічної шестірні, можна розкласти, як і в циліндричних зубчастих передачах, на три взаємно перпендикулярні сили  $P_1$ ,  $Q_1$ , і  $R_1$ .

Окружна сила:

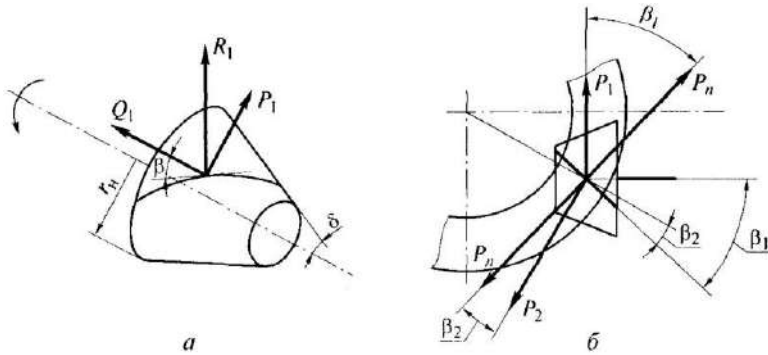
$$P_1 = M_1/r_{01}, \quad (7.3)$$

де  $M_1$  – крутний момент, підведений до головної передачі;  
 $r_{01}$  – середній радіус шестірні, визначається по формулі:

$$r_{01} = 0,5r_{11}/\sin \delta_1. \quad (7.4)$$

Осьова сила:

$$Q_1 = (P_1 / \cos \beta_1)(\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta_1 \cos \delta_1) \quad (7.5)$$



$P$  – окружна сила;  $Q$  – осьова сила;  $R$  – радіальна сила;  
 $r_n$  – зовнішній радіус шестірні;  
 $\beta$  – кут спіралі зубів шестірень;  $\delta$  – кут утворюючої конуса

Рисунок 7.14 – Схема сил для провідної конічної шестерні (а) і для гіпоїдної пари (б)

Радіальна сила:

$$R_1 = (P_1 / \cos \beta_1)(\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta_1 \sin \delta_1). \quad (7.6)$$

При розрахунках осьової і радіальної сили, знак «-» застосовують при різнойменних напрямках обертання й спіралі, «+» – при однойменних. Позитивним напрямком обертання вважається обертання по ходу годинної стрілки, якщо дивитися з боку підведення моменту  $M_1$  від коробки передач (праве обертання).

Позитивним напрямком спіралі вважається напрямок спіралі по ходу годинної стрілки, якщо дивитися від основи конуса до вершини (права спіраль). При правому обертанні й лівій спіралі (рис. 7.14, а), осьова сила на ведучій шестірні спрямована до основи конуса, що виключає можливість заклинювання передач. Тому така комбінація й застосовується в головних передачах автомобілів.

Осьова сила  $Q$ , спрямована до основи конуса, виключає можливість заклинювання конічних зубчастих коліс. Тому

зазвичай у ведучих конічних шестірнях застосовується ліва (вид від вершини конуса) спіраль, що виключає заклинювання при русі переднім ходом.

**Навантаження на веденому конічному зубчастому колесі:**

$$\alpha_1 = \alpha_2, \beta_1 = \beta_2, \quad (7.7)$$

- окружна сила –  $P_2 = P_1$ ;
- осьова сила –  $Q_2 = R_1$ ;
- радіальна сила –  $R_2 = Q_1$ .

**Навантаження на ведучій гіпоїдній шестірні** ті ж, що й на ведучій конічній шестірні (з урахуванням значення  $\beta_1$ ), але кут спіралі в зубчастого колеса інший, чим у шестірні (рис. 7.14, б):

$$\beta_1 \neq \beta_2, \quad (7.8)$$

**Навантаження на веденому гіпоїдному зубчастому колесі:**

$$\alpha_1 = \alpha_2, \beta_1 \neq \beta_2, \quad (7.9)$$

окружна сила:

$$P_2 = P_1 \cos \beta_2 / \cos \beta_1, \quad (7.10)$$

осьова сила:

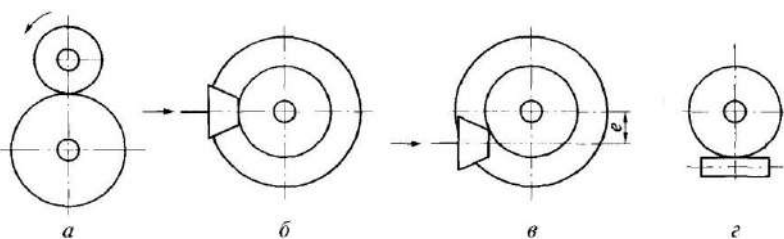
$$Q_2 = (P_1 / \cos \beta_1) (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \pm \sin \beta_2 \cos \delta_2), \quad (7.11)$$

радіальна сила:

$$R_2 = (P_1 / \cos \beta_1) (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \pm \sin \beta_2 \sin \delta_2), \quad (7.12)$$

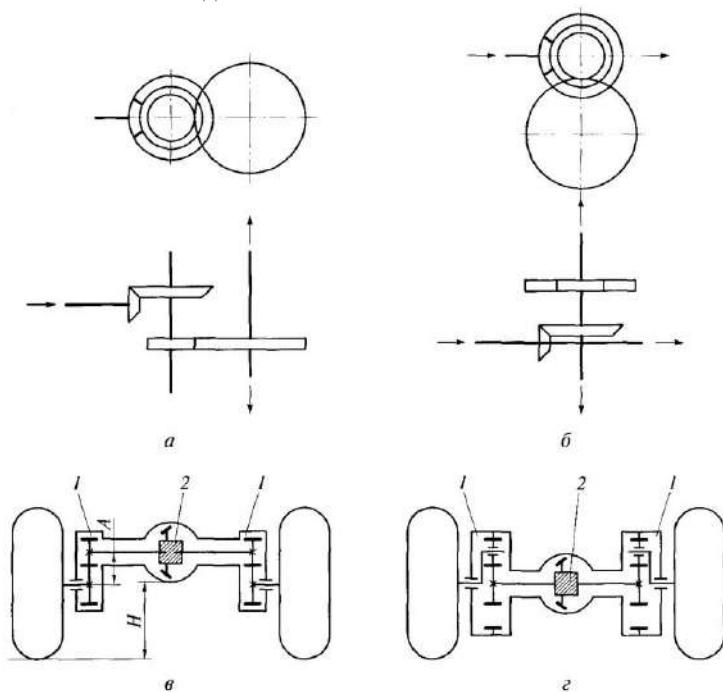
Основними перевагами гіпоїдної передачі, що забезпечують їй широке поширення, є її більш високі міцність і безшумність у порівнянні з конічною передачею. Одинарні головні передачі (циліндричні, черв'ячні, гіпоїдні, конічні) зазвичай застосовують при передаточних числах менше 5.

Циліндрична головна передача застосовується при поперечному розташуванні двигуна в передньоприводних автомобілях і розміщується в загальному картері зі зчепленням і коробкою передач.



а – циліндрична; б – конічна; в – гіпоїдна;  
г – черв'ячна; е – зміщення осі веденої шестірни

Рисунок 7.15 – Схеми одинарних головних передач  
для визначення навантажень



а – центральна плоска; б – центральна кутова;  
в – рознесена з непланетарним колісним редуктором;  
г – рознесена із планетарним колісним редуктором;  
1 – колісний редуктор; 2 – центральний редуктор;  
А – міжосьова відстань колісного редуктора; Н – дорожній просвіт

Рисунок 7.16 – Схеми подвійних головних передач



Ведуча шестірня головної передачі встановлюється на веденому валу коробки передач. Зуби циліндричної головної передачі виконують прямими, косими або шевронними. ККД такої передачі – не менше 0,98. Іноді приходится застосовувати одну-дві паразитні шестірні або ланцюгову передачу.

При поздовжньому розташуванні двигуна застосовують передачі, у яких вісь веденого вала перпендикулярна осі ведучого вала: черв'ячні, гіпоїдні, конічні (рис. 7.15).

На легкових і малих вантажних автомобілях зазвичай застосовують гіпоїдні головні передачі. Черв'ячні передачі іноді застосовують на автомобілях високої прохідності. Конічні одинарні передачі застосовують усе рідше.

Подвійні головні передачі (рис. 7.16) застосовують:

- якщо задані  $u_0$  не можна реалізувати в одній парі зубчастих коліс;
- якщо надмірно велике ведене зубчасте колесо;
- для збільшення дорожнього просвіту  $H$  або зниження рівня підлоги; для зниження навантажень на диференціал і півосі (рознесена подвійна головна передача).

Слід мати на увазі, що частина незмінного передаточного числа, що відповідає загальному передаточному числу головної передачі, може перебувати в роздавальній коробці або навіть в основній коробці передач.

#### 7.4 Розрахунки на працездатність

**Розрахункові навантаження.** Приймають  $M_{о,р} = k_d M_{е,мак} u_{1к.п}$ , або по зчепленню коліс із дорогою, якщо  $M_{о,р} > M_{о,ф}$ .

**Матеріали.** Ті ж, що й для коробки передач, але картер виготовляють із ковкого чавуну КЧ45-6, КЧ35-10 або з литої сталі 35Л, 45Л.

**Розрахунки.** При проектному розрахунку головної передачі вибирають її схему, потім числа зубів зубчастих коліс, уточнюючи значення передаточного числа. При перевірочному розрахунку геометричні параметри відомі.

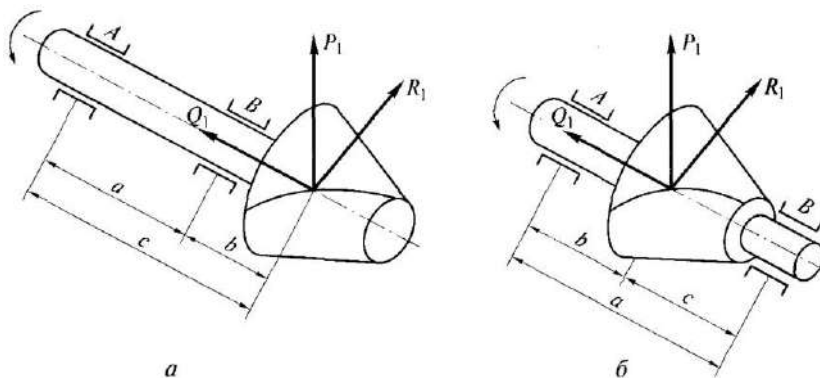
Зображують схему діючих сил (рис. 7.17 для ведучої конічної

шестірні), визначають реакції опор, розраховують зуби зубчастих коліс на вигин і контактні напруги (як і в коробці передач), вали – на міцність і деформації (жорсткість), як і в коробці передач. Підшипники підбирають по динамічній вантажопідйомності, як і в коробці передач.

Реакції опор необхідні для розрахунків напруг у валах і визначення навантажень на підшипники. При консольній установці (рис. 7.17, а), і при установці з додатковою опорою (рис. 7.17, б) реакції опор  $A$  і  $B$  для вала ведучої конічної шестірні визначають по наступних залежностях:

$$R_A = (1/a)\sqrt{(P_1b)^2 + (R_1b - Q_1r_0)^2}, \quad (7.13)$$

$$R_B = (1/a)\sqrt{(P_1c)^2 + (R_1c + Q_1r_0)^2}, \quad (7.14)$$



а – консольна; б – з додатковою опорою;  $A, B$  – опори;  
 $P$  – окружна сила;  $Q$  – осьова сила;  
 $R$  – радіальна сила;  $a, b, c$  – розміри

Рисунок 7.17 – Схема для визначення навантажень на конічну шестерню головної передачі при різних установках

Для вала веденого конічного зубчастого колеса реакції опор можна визначити по залежностях для вала ведучої конічної шестірні при підстановці в них відповідних значень окружної, осової та радіальної сил.

## 7.5 Привод до ведучих коліс

Крутний момент від міжколісного диференціала до кожного з ведучих коліс може передаватися за допомогою: вала й шарніра в приводі ведучих керованих коліс; редуктора привода ведучих коліс; вала, що з'єднує безпосередньо ведуче колесо з диференціалом.

Залежно від схеми підшипникового вузла, вал ведучого колеса (піввісь) може бути або навантажений згинальним моментом від сил взаємодії коліс із дорогою або розвантажений від таких моментів.

На рис. 7.18 наведені схеми трьох варіантів підшипникового вузла ведучого колеса. У першому варіанті (рис. 7.18, а) колесо має маточину, яка встановлена на двох підшипниках, розташованих на картері ведучого мосту.

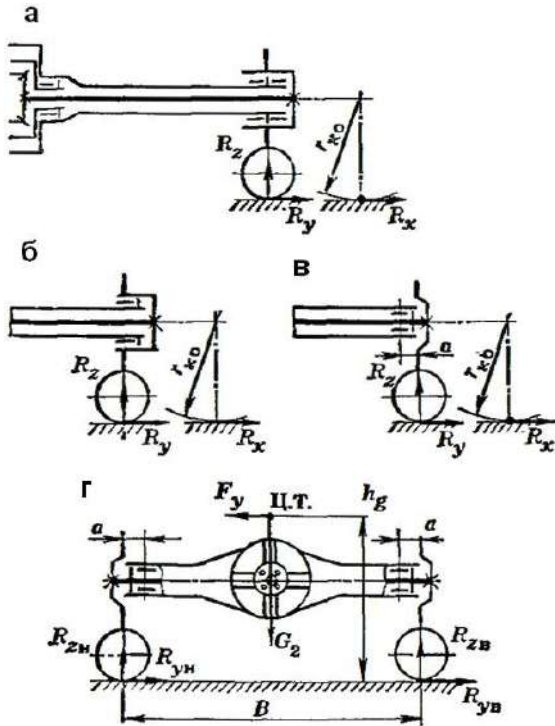


Рисунок 7.18 – Схеми до розрахунку півосей

Завдяки тому, що підшипники трохи рознесені, згинальні моменти від сил взаємодії коліс із дорогою сприймаються картером. При такій схемі вузла піввісь називається розвантаженою. Другий варіант (рис. 7.18, б) відрізняється від першого тим, що замість двох підшипників є лише один. Згинальні моменти від сил взаємодії колеса з дорогою сприймаються спільно піввіссю й картером ведучого мосту. Піввісь при цій схемі називається розвантаженою на три чверті.

У третьому варіанті (рис. 7.18, в) піввісь у зовнішнього кінця має шийку, на яку встановлений підшипник, розташований у внутрішньому розточенні картера ведучого мосту. На зовнішньому кінці півосі кріпиться маточина колеса, а якщо вона відсутня, піввісь виконується із фланцем, до якого кріпиться гальмовий барабан і диск колеса. У даному варіанті згинальні моменти від сил взаємодії колеса з дорогою сприймаються піввіссю.

Моменти від вертикальної  $R_z$  і поздовжньої  $R_x$  сил малі, тому що плече  $a$  виконується можливо меншим, момент від поперечної сили  $R_y$  може бути значним. Піввісь при такій схемі вузла називається напіврозвантаженою.

По першій схемі (рис. 7.18, а) виконується підшипниковий вузол колеса у вантажних автомобілях, друга схема (рис. 7.18, б) – застосовується рідко, по третій схемі (рис. 7.18, в), найбільш простій, виконується підшипниковий вузол колеса в легкових автомобілях.

Розрахунки півосей роблять на статичну міцність і витривалість. При розрахунках на міцність розвантаженої півосі визначаються напруження крутіння  $\tau$  і деформація крутіння  $\Theta$ :

$$\tau_{\max} = R_x r_0 / W_\tau = M_{j\max} / W_\tau, \quad (7.15)$$

$$\Theta_{\max} = [M_{j\max} l / (GI_\tau)] (180^\circ / \pi), \quad (7.16)$$

де  $W_\tau$  – момент опору перетину півосі;  
 $M_{j\max}$  – максимальний динамічний момент на півосі;  
 $I_\tau$  – полярний момент інерції перетину;  
 $G$  – модуль пружності при крутінні;  
 $l$  – довжина півосі.

Орієнтовно можна приймати на 1 м довжини півосі:

$$M_{j\max} = M_{\varphi}, \tau_{\max} = 500 \dots 700 \text{ МПа}, \quad (7.17)$$

$$\theta_{\max} = 6 \dots 15^\circ. \quad (7.18)$$

При розрахунках на міцність напіврозвантаженої півосі (рис. 7.18, в) розглядаються три характерні режими навантажень.

1. Інтенсивне гальмування або розгін:

а) вертикальна сила  $R_z$  має значення  $R_{z\max}$ . При відсутності даних для розрахунків можна приймати:

$$R_{z\max} = 1,2R_{z\text{ст}}, \quad (7.19)$$

де  $R_{z\text{ст}}$  – навантаження на колесо при статистичному стані автомобіля;

б) поздовжня сила  $R_x$  має граничне значення:

$$R_{x\max} = R_{z\max}\varphi_{\max}, \quad (7.20)$$

де  $\varphi_{\max} = 0,8$ ;

в) поперечна сила  $R_y$  відсутня;

2. Занос на повороті:

а) вертикальна сила  $R_z$  має значення, відповідне до повороту автомобіля або заносу ведучого мосту, при яких до центру ваги маси, що відноситься до ведучого мосту, прикладена сила (рис. 7.22, з):

$$F_y = G_2\varphi_{\max}, \quad (7.21)$$

де  $G_2$  – вага, що доводиться на ведучий міст автомобіля.

Розрахунки сили  $R_z$  проводяться окремо для зовнішнього й внутрішнього коліс:

$$R_{z\text{н}} = G_2 \left( 0,5 + \frac{h_{\text{д}}}{B} \varphi_{\max} \right), \quad (7.22)$$

$$R_{z\text{в}} = G_2 - R_{z\text{н}}, \varphi_{\max} = 1. \quad (7.23)$$

б) поперечна сила  $R_y$  має граничне значення:

$$R_{yH} = R_H \varphi_{\max}, \quad (7.24)$$

$$R_{yB} = R_{zB} \varphi_{\max}, \quad (7.25)$$

в) поздовжня сила  $R_x$  відсутня.

3. Переїзд через перешкоду:

а) вертикальна сила  $R_z$  має значення  $R_{zd}$ , що відповідає випадку удару колеса о дорожню перешкоду:

$$R_{zd} = R_z \text{ст} k_d, \quad (7.26)$$

де  $k_d$  – коефіцієнт динамічності (1,75 – для легкових автомобілів; 2,0 – для вантажних автомобілів і 2,5 – для автомобілів високої прохідності);

б) поздовжня сила  $R_x$  відсутня;

в) поперечна сила  $R_y$  відсутня. Для першого режиму визначається сумарна напруга вигину й крутіння:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (7.27)$$

$$\sigma = \frac{a \sqrt{R_{x\max}^2 + R_{z\max}^2}}{W_\sigma}, \quad (7.28)$$

$$\tau = \frac{R_{x\max} r_{к0}}{W_\tau}. \quad (7.29)$$

На другому режимі визначається напруга вигину для півосі зовнішнього колеса  $\sigma_H$  і півосі внутрішнього колеса  $\sigma_B$ :

$$\sigma_H = (R_{yH} r_{к0} - R_{zB} a) / W_\sigma, \quad (7.30)$$

$$\sigma_B = (R_{yB} r_{к0} + R_{zB} a) / W_\sigma. \quad (7.31)$$

Напруга вигину для третього режиму:

$$\sigma_{\max} = R_{zd} a / W_\sigma. \quad (7.32)$$

Виконані конструкції напіврозвантажених півосей мають напруги в межах  $\sigma' = 600 \dots 750$  МПа. Вали ведучих коліс (або півосі) виготовляють зі сталей 35ХГСА (МАЗ), 45РП (КамАЗ),

40Г, 35ХГС. Жорсткість шліців 46...54 НRC.

### Питання для самоперевірки

1. Що таке головна передача?
2. У чому полягають особливості робочого процесу головної передачі?
3. Як класифікують головні передачі?
4. На яких типах автомобілів застосовується одинарна гіпоїдна головна передача?
5. Перелічіть вимоги до головних передач.
6. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до головних передач?
7. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних деталей головних передач.
8. Що собою являє подвійна головна передача?
9. На яких типах автомобілів застосовується одинарна конічна головна передача?
10. Які переваги й недоліки одинарної черв'ячної передачі?
11. Намалуйте схеми подвійних рознесених головних передач, поясніть їхній устрій та принцип роботи.
12. За рахунок чого досягається підвищення жорсткості вузла шестірні головної передачі (відповідь супроводжуйте схемами)?
13. За допомогою схеми поясніть сутність попереднього натягу підшипників головної передачі.
14. Що собою являє робочий процес головної передачі?
15. Назвіть спеціальні заходи, що підвищують жорсткість конструкції всієї головної передачі.
16. Як розраховується навантаження на ведучій конічній шестірні?
17. Як визначити навантаження на веденому конічному зубчастому колесі?
18. З чого складаються розрахунки головної передачі на працездатність?
19. В чому полягають особливості розрахунку привода до ведучих коліс?
20. Які три характерні режими навантажень є при розрахунках на міцність напіврозвантаженої півосі?

## 8 ДИФЕРЕНЦІАЛ

### 8.1 Класифікація диференціалів і вимоги до них

Диференціал призначений для розподілу крутного моменту між двома веденими валами, яким він дозволяє обертатися з різними швидкостями, зазвичай при русі автомобіля на поворотах або по нерівностях.

Диференціали підрозділяються по наступних **основних класифікаційних ознаках**:

- по призначенню (по місцю розташування): міжколісні, міжосьові, міжвізкові і т.д.;
- по співвідношенню моментів на ведених валах, симетричні (розділяють моменти на ведені вали нарівно) і несиметричні (розділяють моменти на ведені вали не нарівно, але в заданому співвідношенні);
- по типу передачі, зубчасті із циліндричними або з конічними зубчастими колесами, черв'ячні, кулачкові і т.д.;
- по можливості блокування, неблоковані й блоковані із примусовим блокуванням або самоблоковані (частково або повністю).

**Основні вимоги до диференціалів** наступні:

- розподіл крутного моменту між веденими валами в заданому співвідношенні;
- хороша стійкість (без заносу) при русі на поворотах і по нерівній дорозі, а також високі тягові властивості при русі поза дорогами.

На відміну від інших механізмів, що входять у трансмісію, у вимогах до диференціалів немає пункту про високий ККД.

Крім того, до диференціалів, як і до інших механізмів автомобіля, пред'являють також загальні вимоги: забезпечення мінімальних розмірів і маси, висока надійність, мінімальне обслуговування, технологічність.

Розглянемо, **якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до диференціалів.**

Розподіл крутного моменту між веденими валами в заданому співвідношенні звичайно забезпечується застосуванням



триланкового планетарного механізму з параметром  $\alpha = 1$  (симетричний диференціал) з конічними, іноді із циліндричними шестірнями. В автомобілів з колісною формулою 6х6, якщо диференціал установлюють між переднім мостом і двома задніми, застосовують у якості диференціала триланковий планетарний механізм із параметром  $\alpha = 2$  (несиметричний диференціал) із циліндричними шестірнями. При цьому 1/3 моменту передається на передній міст і 2/3 – на два задні мости.

Хороша стійкість (без заносу) при русі на поворотах і по нерівній дорозі забезпечується вимогою, яка така сама як і попередня, застосуванням триланкового планетарного механізму, що розподіляє крутні моменти між веденими валами в заданому співвідношенні, незалежно від співвідношення їх кутових швидкостей. Більш високі швидкості на поворотах забезпечують керовані диференціали.

Високі тягові властивості при русі поза дорогами забезпечуються застосуванням самоблокованих або блокованих диференціалів. При цьому найбільш високі тягові властивості мають автомобілі з усіма ведучими колесами й з регульованим тиском повітря в шинах.

## **8.2 Робочий процес диференціала**

Автомобільний диференціал являє собою триланковий планетарний механізм, для якого слушні залежності для автоматичних коробок передач. Однак ступінь впливу диференціала на експлуатаційні властивості автомобіля суттєво залежить від коефіцієнта блокування.

Майже для всіх випадків застосування необхідний симетричний диференціал: міжколісний, міжосьовий для автомобілів з колісною формулою 4х4, міжвізковий для автомобілів 8х8 і т.д.

Зазвичай у всіх цих випадках застосовується триланковий планетарний механізм із  $\alpha = 1$  і звичайно з конічними шестірнями. Для автомобілів 6х6 із двома задніми мостами, об'єднаними у візок, застосовують несиметричний диференціал із циліндричними шестірнями й  $\alpha = 2$ , який 1/3 моменту передає на передній міст і 2/3 – на два задні мости відповідно до розподілу мас по мостах.

### 8.3 Коефіцієнт блокування й ККД

Зазвичай коефіцієнт блокування використовують у наступному виді:

$$K_6 = (M_{от} - M_{за}) / (M_{от} + M_{за}) = M_{тр} / M_0, \quad (8.1)$$

де  $M_{от}$ ,  $M_{за}$  – моменти на відстаючому (повільніше обертовому, ніж інший), й забігаючому (швидше обертовому, ніж інший) ведених валах;

$M_{тр}$  – момент тертя (втрати тертя);

$M_0$  – момент, підведений до диференціала.

Для симетричного диференціала:

$$M_{от} = (M_0 + M_{тр}) / 2 \text{ и } M_{за} = (M_0 - M_{тр}) / 2. \quad (8.2)$$

Коефіцієнт  $K_6$  може мати значення в межах від 0 при  $M_{тр} = 0$  до 1 при  $M_{тр} = M_0$ . Значення  $K_6$  для диференціалів: конічний неблокований – 0,05...0,15; підвищеного тертя, кулачковий – 0,3...0,5; черв'ячний – до 0,8.

Іноді використовують інший вираз:

$$K'_6 = M_{от} / M_{за}, \quad (8.3)$$

тоді  $K'_6$  може мати значення в межах від 1 до  $\infty$ .

Розрізняють диференціали з постійним моментом тертя (у них  $K_6$  зменшується зі збільшенням передаваного моменту) і диференціали з моментом тертя, пропорційним передаваному моменту (у них  $K_6$  не змінюється при зміні передаваного моменту).

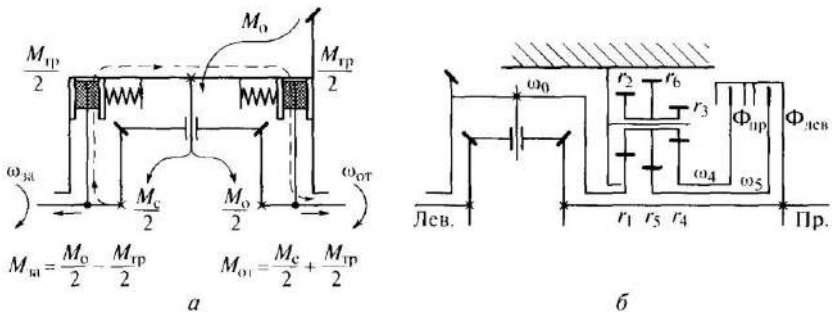
Іноді замість диференціала застосовують МВХ, для яких  $K_6 = 1$ . Кожна піввісь через свій МВХ з'єднана з корпусом диференціала. Механізм вільного ходу забігаючого колеса, від'єднує його піввісь від корпусу диференціала. Крутний момент на забігаюче колесо не передається, що призводить до погіршення стійкості руху.

Для автоматичного підключення одного з мостів або в якості механізму блокування міжосьового й міжколісного диференціалів

застосовують в'язкісні муфти, що складаються з корпусу, заповненого в'язкою силіконовою рідиною, з пакетом ведучих дисків, між якими з малими (0,2...0,4 мм) зазорами розташовані ведені диски. Переданий дисковим тертям момент зростає зі збільшенням різниці кутових швидкостей і часу (підвищується температура) буксування.

З'ясуємо, чому в диференціалах  $M_{от} > M_{за}$  при передачі крутного моменту від двигуна до ведучих коліс.

Уявімо собі, що весь момент тертя  $M_{тр}$  диференціала зосереджений у двох постійно включених фрикціонах (рис. 8.1, а), ведені диски яких з'єднані відповідно з лівою й правою півосьями.



а – некерованого; б – керованого;  $\omega$  – кутова швидкість;  
 $M$  – крутний момент;  $\Phi$  – фрикціон

Рисунок 8.1 – Схеми диференціалів

При прямолінійному русі фрикціони не пробуксовують:

$$M_{лев} = M_{пр} = M_0/2. \quad (8.4)$$

При повороті, наприклад, праворуч, буде:

$$M_{лев} = M_{за}, \quad M_{пр} = M_{от}. \quad (8.5)$$

Оскільки тепер  $\omega_{за} > \omega_0 > \omega_{от}$ , то:

$$M_{от} = M_0/2 + M_{тр}/2, \quad (8.6)$$

тому що диски корпуса диференціала, обертаючись швидше

( $\omega_0 > \omega_{от}$ ), є стосовно дисків правої півосі ведучими, й намагаються тягти їх за собою. Аналогічно:

$$M_{за} = M_0/2 - M_{тр}/2, \quad (8.7)$$

тому що диски корпусу диференціала, обертаючись повільніше ( $\omega_{за} > \omega_0$ ), є стосовно дисків лівої півосі веденими. Таким чином, самоблокований (і неблокований) диференціал автоматично забезпечує передачу збільшеного моменту на відстаюче колесо, причому в будь-яких умовах при передачі моменту від двигуна до ведучих коліс.

Якщо переданий від двигуна момент зменшується до нуля:

$$M_{от} = +M_{тр}/2, \quad (8.8)$$

$$M_{за} = -M_{тр}/2. \quad (8.9)$$

Якщо ж рух відбувається при гальмуванні двигуном і гальмівний момент двигуна, приведений до диференціалу, дорівнює  $-M_0$ :

$$M_{от} = -M_0/2 + M_{тр}/2, \quad M_{за} = -M_0/2 - M_{тр}/2. \quad (8.10)$$

Таким чином, гальмовий момент на забігаючому колесі у цьому випадку більший, чим на відстаючому колесі, що сприяє поліпшенню стійкості при гальмуванні, особливо на слизькій дорозі.

Коефіцієнт корисної дії будь-якого диференціала при прямолінійному русі по рівній поверхні дорівнює одиниці, оскільки в ньому немає взаємного переміщення деталей.

І лише при русі на повороті, тобто коли буде взаємне переміщення деталей, тільки тоді буде проявляти себе  $M_{тр}$  і ККД буде менше одиниці. Так, ККД міжколісного диференціала з урахуванням рівнянь (8.1) і (8.2) і кінематики повороту:

$$\eta_{л} = \sum N_{вих} / N_{вх} = (M_{от}\omega_{от} + M_{за}\omega_{за}) / (M_0\omega_0) =, \quad (8.11)$$

$$= 1 - K_{\sigma}(\omega_{за} - \omega_{от}) / (2\omega_0) = 1 - K_{\sigma}B / (2R_{п})$$

де  $B$  – колія ведучих коліс;

$R_{п}$  – відстань від центру повороту до поздовжньої осі

автомобіля.

При виводі рівняння (8.11) використаний план кутових швидкостей при повороті автомобіля. По подоби трикутників:

$$\omega_{\text{вл}}/\omega_0 = (R_{\text{п}} + B/2)/R_{\text{п}} \quad (8.12)$$

$$\omega_{\text{от}}/\omega_0 = (R_{\text{п}} - B/2)/R_{\text{п}}, \quad (8.13)$$

Тоді

$$(\omega_{\text{вл}} - \omega_{\text{от}})/\omega_0 = B/R_{\text{п}}, \quad (8.14)$$

Значення  $\eta_{\text{д}}$  при різних  $R_{\text{п}}/B = 5$  (мінімальний радіус повороту легкових автомобілів),  $R_{\text{п}}/B = 10$  (поворот на вузькому перехресті в місті),  $R_{\text{п}}/B = 50$  (поворот на заміському шосе) наведені в табл. 8.1.

Таблиця 8.1 – Залежність ККД диференціала  $\eta_{\text{д}}$  від радіуса повороту  $R_{\text{п}}$ , ширини колії ведучих коліс  $B$  і коефіцієнта блокування  $K_{\text{б}}$

$R_{\text{п}}/B$	Коефіцієнт блокування $K_{\text{б}}$		
	0,1	0,5	1,0
5	0,990	0,950	0,90
10	0,995	0,975	0,95
50	0,999	0,995	0,99

Слід зазначити, що в 1960-1990-х рр. у СРСР випускалися автомобілі ЗИЛ-135К і -135ЛІМ із колісною формулою 8x8 із двома двигунами й бортовою схемою трансмісії, що не мали жодного диференціала. Проте вони мали високі експлуатаційні властивості.

Планетарний механізм із конічними шестірнями, як у симетричного заблокованого диференціала з  $K_{\text{б}} = 0,1$ , можна використовувати в якості редуктора. Тоді при переведенні його в непланетарний механізм (корпус зупинений, одна півосьова шестірня буде ведучою, інша – веденою), зважаючи що втрати тертя нарівно по  $M_{\text{тр}}/(2M_0) = 0,05$  зосереджені у двох зачепленнях, шестірня-сателіт і сателіт-шестірня, одержимо ККД

такого редуктора:

$$\eta_0 = \eta_{н.з}^2 = 0,95^2 = 0,9, \quad (8.15)$$

тобто в цьому випадку:

$$\eta_0 = 1 - K_{б}, \quad (8.16)$$

У диференціалах застосовують зазвичай прямозубі конічні шестерні, не прагнучи до високої якості виготовлення. У головних передачах застосовують косозубі конічні шестерні з високою якістю виготовлення. Тому їх ККД  $\eta = \eta_{н.з} = 0,98$ . Планетарні механізми з конічними шестернями застосовані в ГМП передньоприводних автомобілів «Міні Моріс», Англія.

Деякі фірми розробили для легкових автомобілів системи, основу яких становить диференціал з керованим розподілом крутного моменту – керований диференціал. На рис. 8.1, б представлена схема такого міжколісного диференціала фірми «Міцубісі».

Коли фрикціони  $\Phi_{лев}$  і  $\Phi_{пр}$  виключені, диференціал працює як звичайний. При русі на повороті зовнішнє забігаюче колесо навантажується додатковою вертикальною реакцією й тому може передавати більшу силу тяги. Включаючи фрикціон забігаючого колеса, можна завдяки редуктору із трьома рядами шестірень, забезпечити передачу через включений фрикціон, що буксує, момент тертя на забігаюче колесо. Включенням фрикціонів за допомогою гідравлічної системи управляє електронний блок керування.

Крутний момент передається через фрикціон, що буксує, від швидко обертових дисків, до дисків, що обертаються повільніше. Величина крутного моменту, що буксує фрикціона пропорційна згідно з рівнянням (8.1) зусиллю його натискного пристрою.

При повороті праворуч ліва піввісь буде забігаючою, і при включенні фрикціона правого повороту  $\Phi_{пр}$  додатковий момент повинен передаватися від правої півосі через  $\Phi_{пр}$ , редуктор, корпус диференціала й далі до лівої півосі. Це можливо тільки при:

$$\omega_4 < \omega_{пр}, \quad (8.17)$$

де  $\omega_4$  – кутова швидкість дисків  $\Phi_{\text{пр}}$ , з'єднаних з редуктором;  
 $\omega_{\text{пр}}$  – кутова швидкість правої півосі.

Умова

$$\omega_4 < \omega_0, \quad (8.18)$$

де  $\omega_0$  – кутова швидкість корпуса диференціала, забезпечується редуктором. При цьому передаточне число редуктора повинне забезпечувати умову (8.17) навіть при малих радіусах повороту. Якщо прийняти  $R_{\text{п}}/B = 5$ , як у табл. 8.1, тоді при  $B=1,5$  м і  $R_{\text{п}}=7,5$  м одержимо:

$$\omega_{\text{от}}/\omega_0 = (R_{\text{п}} - B/2)/R_{\text{п}} = 0,9. \quad (8.19)$$

Таким чином, досить мати передаточне число редуктора:

$$u_{\text{пр}} = \omega_4/\omega_0 = r_1 r_3 / (r_2 r_4) < 1, \quad (8.20)$$

небагато меншим, чим 0,9, наприклад 0,85. У цьому випадку від правої півосі через  $\Phi_{\text{пр}}$  на корпус диференціала передається момент:

$$M_{0^*} = M_{\text{ф.пр}}/u_{\text{пр}}. \quad (8.21)$$

Від корпуса диференціала на ліву піввісь передається:

$$M_0/2 + M_{0^*}/2, \quad (8.22)$$

а на праву піввісь передається:

$$M_0/2 + M_{0^*}/2 - M_{\text{ф.пр}} = M_0/2 - M_{\text{ф.пр}}[1 - 1/(2u_{\text{пр}})]. \quad (8.23)$$

При повороті ліворуч для збільшення крутного моменту на правій півосі, що забігає, включається фрикціон лівого повороту  $\Phi_{\text{лев}}$ . Умова  $\omega_5 > \omega_{\text{пр}}$  забезпечується редуктором з передаточним числом:

$$u_{\text{лев}} = \omega_5/\omega_0 = r_1 r_6 / (r_2 r_5) > 1 \quad (8.24)$$

У нашому прикладі  $u_{\text{лев}} = 1,15$ . При цьому від корпуса диференціала частина моменту:

$$M_{0*} = M_{\text{ф.лев}}/u_{\text{лев}}, \quad (8.25)$$

передається через редуктор і  $\Phi_{\text{лев}}$  на праву піввісь. Крім того, від корпуса диференціала на ліву й праву півосі, передається по  $M_0/2 - M_{0*}/2$ . Тоді на правій півосі буде крутний момент:

$$M_0/2 - M_{0*}/2 + M_{\text{ф.пр}} = M_0/2 + M_{\text{ф.пр}}[1 - 1/(2u_{\text{лев}})]. \quad (8.26)$$

При буксуванні забігаючого колеса, відношення ( $\omega_{\text{за}}/\omega_0$  буде більше, чим 1,15, і збільшити крутний момент на забігаючій півосі, за допомогою керованого диференціала не можна. Однак у цьому немає сенсу.

Таким чином, такий диференціал, крім своїх звичайних функцій, представляє пристрій для проходження поворотів на великій швидкості, а також і як виконавчий пристрій системи стабілізації, особливо при русі по поганих дорогах.

#### 8.4 Диференціали інших схем

Крім широко розповсюджених симетричних диференціалів з кінчними шестірнями (рис. 8.1, а). деяке застосування знайшли симетричні диференціали інших схем.

**Диференціал із циліндричними шестірнями** (рис. 8.2, а). У такого диференціала зв'язок між циліндричними напівосьовими шестірнями 3 і 4 здійснюється здвоєними циліндричними сателітами 2, що перебувають у зачепленні між собою.

При переході такого планетарного механізму в непланетарний ККД (при зупиненому корпусі) буде визначатися добутком трьох точок зовнішнього зачеплення  $\eta_0 = \eta_{н.з}^3$ . Якщо прийняти для прямозубих циліндричних шестірень  $\eta_{н.з} = 0,96$  тоді  $\eta_0 = 0,88$  і коефіцієнт блокування  $K_б = 1 - \eta_0 = 0,12$ .

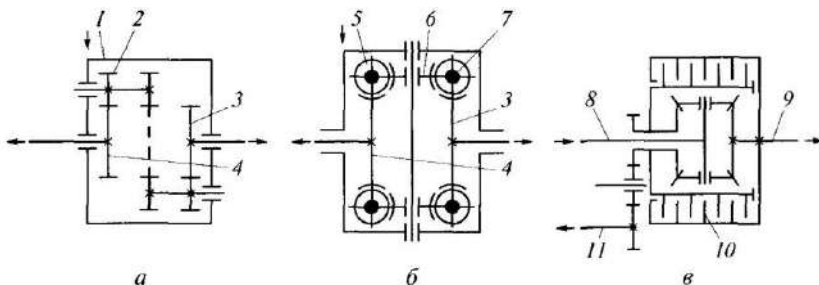
**Черв'ячний диференціал** (рис. 8.2, б). У такого диференціала зв'язок між черв'ячними півосьовими шестірнями 3 і 4 здійснюється сателітами, що складаються із черв'ячної шестірні 6 і черв'яків 5 і 7, що перебувають у зачепленні із шестірнею 6, причому осі черв'яків мають опори в корпусі диференціала.

При переході такого планетарного механізму в непланетарний, ККД (при зупиненому корпусі) буде визначатися



добутком чотирьох точок зачеплення черв'яків із черв'ячними колесами:

$$\eta_0 = \eta_{кч}^2 \eta_{чк}^2. \quad (8.27)$$



а – із циліндричними шестірнями; б – черв'ячного;  
 в – міжосьового із в'язкістю муфтою; 1 – корпус; 2 – сателіт;  
 3, 4 – півосьові шестірні; 5, 7 – черв'яки; 6 – черв'ячна шестерня сателіт;  
 8 – ведучий вал; 9, 11 – вали привода переднього й заднього мостів;  
 10 – в'язкісна муфта

Рисунок 8.2 – Схеми диференціалів

Якщо прийняти для зачеплення черв'ячне колесо – черв'як  $\eta_{кч} = 0,7$ , а для зачеплення черв'як – черв'ячне колесо  $\eta_{чк} = 0,9$  тоді  $\eta_0 = 0,20$  і коефіцієнт блокування  $K_b = 1 - \eta_0 = 0,80$ .

Добором кута нахилу гвинтової лінії можна змінювати величину втрат тертя й одержувати необхідний коефіцієнт блокування в межах від 0,4 до 0,8.

Черв'ячні диференціали можуть виконуватися без шестірні 6. У цьому випадку черв'яки 5 і 7 перебувають у зачепленні один з одним.

**Диференціал з в'язкістю муфтою.** На рис. 8.2, в наведена схема міжосьового диференціала з в'язкістю муфтою.

В'язкісна муфта складається з ведучих і ведених дисків, розташованих у герметичному корпусі, заповненому силіконовою рідиною. В'язкісна муфта має тільки два вали: ведучий і ведений – і тому не може виконувати функції диференціала: розподіляти крутний момент між двома веденими валами.

Вона являє собою різновид гідromуфти, у якому рух рідини

між ведучою частиною й веденою, і силовий зв'язок між ними забезпечується не лопатевими колесами, а дисками. Диски з більш високою швидкістю обертання, ведучі, змушують рідину рухатися до периферії й вертатися уздовж ведених дисків.

Крутний момент від ведучих дисків до ведених передається з використанням дискового тертя. Величина переданого моменту  $M$  пропорційна квадрату різниці кутових швидкостей ведучих ( $\omega_1$ ) і ведених ( $\omega_2$ ) дисків:

$$M = \lambda_n (\omega_1 - \omega_2)^2 \rho_{\text{ж}} D^5, \quad (8.28)$$

де  $\rho_{\text{ж}}$  – щільність рідини;

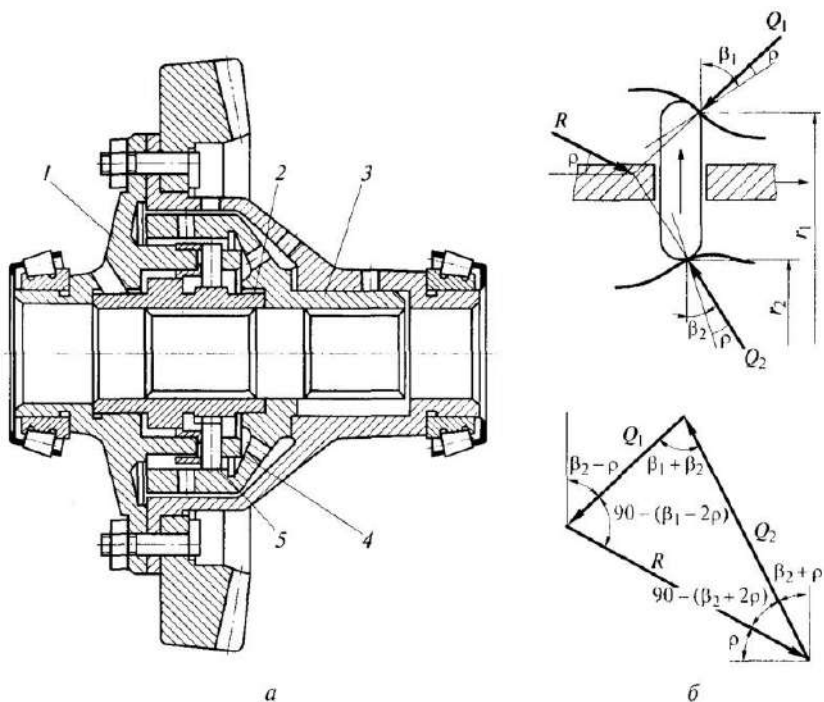
$D$  – найбільший діаметр робочої порожнини.

Таким чином, чим більше різниця кутових швидкостей ведених валів диференціала, тем більший момент передається від забігаючого вала, до відстаючого, й тим більшим буде коефіцієнт блокування диференціала. При міжосьовому диференціалі за схемою рис. 8.2, *в* якщо швидкості обертання передніх і задніх коліс однакові, момент передається нарівно на передній і задній міст через вали 8 і 9.

Через в'язкісну муфту 10 момент не передається. Якщо колеса будь-якого мосту забуксують, тоді в'язкісна муфта буде передавати частину моменту від мосту із забігаючими колесами, до мосту з відстаючими колесами. Так само поводиться в'язкісна муфта й при міжколісному диференціалі.

Якщо ж в'язкісна муфта застосовується без диференціала, тоді вона виконує роль автоматичного вмикача для передачі крутного моменту від вала, який став обертатися швидше, до вала, який став обертатися повільніше.

**Кулачковий диференціал** (рис. 8.3). Кулачкові диференціали можуть виконуватися з горизонтально або з радіально розташованими сухарями. Сухарі розміщують в один або у два ряди. При однорядному розміщенні, кількість кулачків на півосьових чашках (зірочках) повинна бути різною, тоді хоча б один сухар буде передавати зусилля. При дворядному розміщенні кількість кулачків на зовнішній і внутрішній чашках однакова, але один ряд сухарів щодо іншого зміщений на півкроку.



а – конструкція; б – схема сил; 1 – корпус; 2 – внутрішня чашка;  
 3 – зовнішня чашка; 4 – сепаратор; 5 – сухарі;  $\beta$  – кут між радіальним  
 напрямком і нормаллю до точки контакту сухаря;  $\rho$  – кут тертя;  
 $r$  – відстані від осі обертання до точок контакту сухаря;  
 $Q$  – зусилля в точках контакту сухаря;  
 $R$  – зусилля, підведене до сепаратора

Рисунок 8.3 – Кулачковий диференціал

Кулачки внутрішньої чашки 2, з'єднані з однією піввіссю, також розташовані у два ряди, але зміщені на півкроку.

Кулачки зовнішньої чашки 3, з'єднані з іншою піввіссю, виконані по всій ширині без зсуву. Корпус диференціала 1 виконаний заодно із сепаратором 4 в отворах якого можуть переміщатися в радіальному напрямку сухарі 5. При такій конструкції завжди зусилля передається всіма сухарями одного з рядів.

Розглянемо схему сил (рис. 8.3, б). Коли кутові швидкості півосей різні, робочі поверхні сухарів скочають по поверхнях кулачків, а сухарі переміщуються в сепараторі від відстаючої чашки до забігаючої. При цьому на кулачках відстаючої півосі швидкість ковзання сухаря спрямована проти напрямку обертання, а на кулачках, що забігає – по напрямкові обертання. Тому сили тертя між сухарями й кулачками збільшують момент, переданий на відстаючу піввісь, і зменшують момент, переданий на забігаючу піввісь.

З боку кулачків на сухар діють сили  $Q_1$  і  $Q_2$ , спрямовані під кутом тертя  $\rho$  до загальної нормалі робочих поверхонь.

Моменти на півосях:

$$M_{\text{от}} = Q_2 r_2 \sin(\beta_2 + \rho), \quad M_{\text{вн}} = Q_1 r_1 \sin(\beta_1 - \rho). \quad (8.29)$$

Із трикутника сил:

$$Q_2/Q_1 = \cos(\beta_1 - 2\rho)/\cos(\beta_2 + 2\rho). \quad (8.30)$$

Враховуючи ці залежності, можна визначити коефіцієнт блокування, який може становити 0,3...0,5. При зношуванні кулачків кут їх нахилу зменшується, що призводить до збільшення коефіцієнта блокування. При значному зношуванні кулачків можливе заклинювання сухарів.

**Диференціал з механізмами вільного ходу.** Пристрій з використанням МВХ: через один МВХ момент передається на одну піввісь, через інший МВХ – на іншу піввісь, не відповідає диференціалу, оскільки в цьому випадку немає кінематичного зв'язку між півосями й немає розподілу моменту між ними.

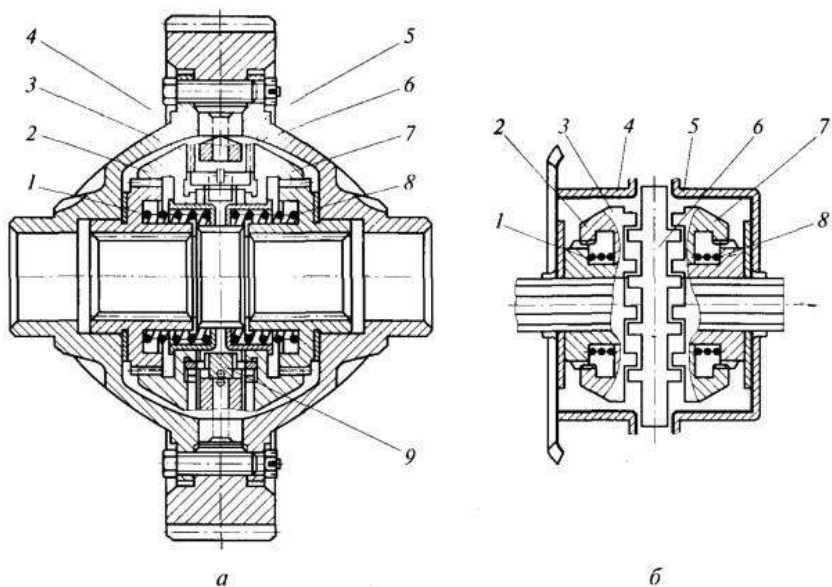
Якщо обидві півосі обертаються з однаковою швидкістю, то обидві МВХ заклинені й моменти (не обов'язково однакові) передаються на обидві півосі. Якщо ж одна з півосей обертається швидше іншої, то МВХ забігаючої півосі вимикається й не передає крутний момент. У зв'язку з рядом обставин (нерівності дороги, неоднакове навантаження на колесах і т.д.) крутний момент у більшості випадків передається не на два, а на одне колесо.

Подальшим розвитком диференціалів цього типу з'явилися диференціали з кулачковими МВХ. Одна з таких конструкцій

показана на рис. 8.4. Між двома половинами корпуса диференціала 4 і 5, закріплена ведуча муфта 6 із прямокутними кулачками по обидва боки. Ширина западин між кулачками більше ширини кулачків.

Від кулачків ведучої муфти крутний момент передається на кулачки 3 двох напівмуфт 2 і 7, з'єднаних з півосями, що й притискаються пружинами 1 і 8 до ведучої муфти.

Крім зовнішнього ряду кулачків, на кожній напівмуфті є внутрішній ряд кулачків трапецеїдального профілю, який слугує для відключення напівмуфти від ведучої муфти. Такі ж кулачки є й на обох торцях центрального кільця 9.



а – конструкція; б – схема; 1, 8 – пружини; 2, 7 – напівмуфти;  
3 – кулачки; 4, 5 – ліва й права половини корпуса;  
6 – ведуча муфта; 9 – центральне кільце

Рисунок 8.4 – Диференціал з механізмом вільного ходу

Якщо обидві півосі мають однакові кутові швидкості, диференціал заблокований і півосі обертаються як одне ціле. Якщо одна з півосей стає забігаючою, тоді кулачки її напівмуфти

почнуть обганяти кулачки ведучої муфти завдяки широким западинам.

Одночасно трапецеїдальні кулачки забігаючої напівмуфти, змушені скочити по трапецеїдальним кулачкам центрального кільця, переміщаючи напівмуфту в осьовому напрямку й виводячи її кулачки із зачеплення. напівмуфта, що забігає, звільняється й обертається, не передаючи крутний момент.

Після вирівнювання кутових швидкостей відповідна пружина (1 або 8) переміщає напівмуфту до ведучої муфти, забезпечуючи їх з'єднання. Для того щоб забігаюча напівмуфта не включалася періодично (через один зуб), у конструкції передбачені блокувальні кільця.

При повороті на слизьких і м'яких дорогах забігаюча напівмуфта колеса може не відключатися. При цьому поворот відбувається із проковзуванням відстаючого колеса. При русі по бездоріжжю, забігаюче колесо також може не відключатися, збільшуючи загальну тягу й поліпшуючи прохідність автомобіля.

## 8.5 Вплив диференціала на експлуатаційні властивості автомобілів

**Паливна економічність.** При прямолінійному русі (якщо  $\omega_{за} = \omega_{от}$ ) у диференціалі немає взаємних переміщень деталей, усі деталі обертаються як одне ціле, немає ніяких втрат і  $\eta_d = 1$  для будь-якого диференціала. У цьому випадку диференціал ніяк не впливає на паливну економічність. При русі на поворотах  $\eta_d < 1$  згідно з рівнянням (8.11), що приводить до невеликого збільшення витрати палива при малих  $R_{п}/B$  і більших  $K_6$ .

Для автомобілів з усіма ведучими мостами згідно з випробуваннями при прямолінійному русі по шосе економія палива становить 3...6 %, якщо передній міст включений через диференціал у порівнянні з відключенням цього мосту, і 5...8% у порівнянні із блокованим приводом.

**Тягові властивості й прохідність.** Замінивши в рівнянні (8.1) моменти максимальними силами тяги (для відстаючого колеса  $\varphi_{max}$  і для забігаючого –  $\varphi_{min}$ ) і зневажаючи силами опору, одержимо:

$$K_6 = (\varphi_{max} - \varphi_{min}) / (\varphi_{max} + \varphi_{min}), \quad (8.31)$$

$$\varphi_{\max} = \varphi_{\min}(1 + K_6)/(1 - K_6). \quad (8.32)$$

Тому для колеса з  $\varphi_{\max}$ , наприклад, сила тяги лівого:

$$P_{\text{лєв}} = R_{z2}\varphi_{\min}(1 + K_6)/(1 - K_6)2, \quad (8.33)$$

сила тяги для правого:

$$P_{\text{пр}} = R_{z2}\varphi_{\min}/2, \quad (8.34)$$

у автомобіля з колісною формулою 4x2. За допомогою рівнянь (8.33 і 8.34) можна оцінити, яке значення  $K_6$  достатнє для повного використання сили тяги при заданих значеннях  $\varphi_{\max}$  і  $\varphi_{\min}$ . Наприклад, при  $\varphi_{\max} = 0,6$  і  $\varphi_{\min} = 0,2$  досить мати  $K_6 = 0,5$ .

Застосування блокованих диференціалів суттєво підвищує прохідність і тягові властивості автомобіля поза дорогами, а також при значній різниці в коефіцієнтах зчеплення ведучих коліс.

**Стійкість і керованість.** Якщо при гальмуванні колісними гальмами з невід'єднаним двигуном на лівому і правому ведучих колесах будуть різні гальмові сили, тоді диференціал сприяє збереженню поперечної стійкості автомобіля, зменшуючи різницю в гальмових силах на цих колесах. Допустимо, що на лівому ведучому колесі від гальмового механізму створюється гальмовий момент:

$$M_{\text{т.м.лєв}} > M_{\text{т.м.пр}}. \quad (8.35)$$

Ліве колесо починає обертатися повільніше правого, воно стає відстаючим, а праве колесо – забігаючим. А оскільки при невід'єданому двигуні в гальмуванні бере участь двигун, то крутний момент передається не від нього до ведучих коліс, а від ведучих коліс до нього. Тому частина моменту, що йде через диференціал від лівого колеса

$$M_{\text{т.л.лєв}} = M_{0л}(1 - K_6), \quad (8.36)$$

буде менше частини моменту, що йде від правого колеса:

$$M_{\text{т.л.пр}} = M_{0л}(1 + K_6). \quad (8.37)$$

Отже, різниця між гальмівним моментом лівого і правого колеса

$$M_{т.л.пр} = M_{т.м.пр} + M_{т.д.л.пр}, \quad (8.38)$$

буде зменшена на величину  $2M_{0л}K_{б}$ . При використанні гальмування тільки двигуном диференціал забезпечує пригальмовування забігаючого ведучого колеса. При різкому гальмуванні на слизькій дорозі стоянковим гальмовим механізмом, установленим між двигуном і диференціалом, можливе загальмовування корпусу диференціала до зупинки автомобіля.

При цьому ( $\alpha = 1$  і  $\omega_3 = 0$ ) або  $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = 0$  – обидва ведучих колеса миттєво зупинені, або  $\omega_1 = -\omega_2$  – ведучі колеса обертаються в різні сторони. Обидва варіанти приводять до втрати поперечної стійкості. Такий стоянковий гальмовий механізм не відповідає вимогам запасної гальмової системи й не повинен застосовуватися.

Блокований привод передніх і задніх коліс при колісній формулі 4x4, як показали випробування, погіршує керуваність, але поліпшує прохідність. Міжколісний і міжосьовий диференціали поліпшують керуваність.

## 8.6 Розрахунки на працездатність

*Розрахункові навантаження.* Приймають

$$M_{д.р} = k_d M_{е.мах} u_{1к.л} u_{0л}, \quad (8.39)$$

де  $u_{0л}$  – передаточне число частини головної передачі, розташованої до диференціала) або по зчепленню з дорогою якщо  $M_{д.р} > M_{дф}$ .

*Матеріали.* Використовують ті ж матеріали, що й для головної передачі.

*Розрахунки.* При проектному розрахунку вибирають схему диференціала, потім числа зубів зубчастих коліс.

Зображують схему діючих сил, розраховують зуби зубчастих коліс на вигин і контактні напруги, осі сателітів – на зріз і зминання, опори сателітів – на зминання.



Навантаження на зуби сателітів і півосьових шестірень визначається з умови, що окружна сила розподілена нарівно між усіма сателітами й що кожний сателіт передає зусилля двома зубами. Окружна сила, що діє на один сателіт:

$$P_{\text{сат}} = M_{\text{е max}} u_{\text{к.п1}} u_0 / (r_1 n_{\text{сат}}), \quad (8.40)$$

де – радіус додавання сили (рис. 8.5);

$n_{\text{сат}}$  – кількість сателітів.

Зуби шестірні з найменшим числом зубів розраховують на вигин при  $[\sigma_{\text{в}}] = 800$  МПа. Розрахунки контактних напруг не роблять.

Шип хрестовини або осі сателіта (рис. 8.5) розраховують: на зминання:

$$\sigma_{\text{см}} = P_{\text{сат}} / (d l_1), \quad |\sigma_{\text{см}}| = 60 \text{ МПа}, \quad (8.41)$$

на зріз:

$$\tau_{\text{ср}} = 4P_{\text{сат}} / (\pi d^2), \quad |\tau_{\text{ср}}| = 120 \text{ МПа}, \quad (8.42)$$

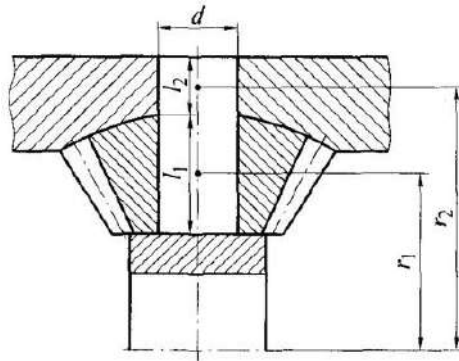


Рисунок 8.5 – Розрахункова схема осі сателіта

Напряга зминання осі сателіта в місці кріплення в корпусі диференціала під дією окружної сили:

$$P_{\text{д}} = M_{\text{е max}} u_{\text{к.п1}} u_0 / (r_2 n_{\text{сат}}), \quad (8.43)$$

$$\sigma_{\text{см}} = P_{\text{д}}/(dl_2), [\sigma_{\text{см}}] = 60 \text{ МПа} \quad (8.44)$$

Тиск торця сателіта на корпус диференціала визначають по напрузі зминання:

$$\sigma_{\text{см}} = P_{\text{х.с}}/F, [\sigma_{\text{см}}] = 20 \text{ МПа}, \quad (8.45)$$

де  $\alpha$  – кут зачеплення;

$\delta_{\text{сат}}$  – половина кута конуса сателіта;

$$P_{\text{х.с}} = P_{\text{сат}} \text{tg} \alpha \sin \delta_{\text{сат}}. \quad (8.46)$$

## 8.7 Робочий процес міжколісного диференціала

Міжколісні диференціали зазвичай встановлюють разом з головною передачею. По конструктивному виконанню міжколісні диференціали можуть бути шестерними, кулачковими, черв'ячними й з муфтами вільного ходу. Кінематична схема симетричного шестерного конічного диференціала зображена на рис. 8.6.

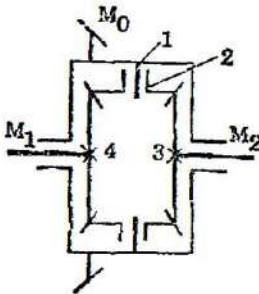


Рисунок 8.6 – Схема симетричного конічного диференціала

Даний диференціал являє собою планетарний механізм, який складається із ведучої ланки 1 (води́ла), півосьових шестірень 3 і 4 і сателітів 2 (рис. 8.6, 8.7). Конструкції конічних диференціалів, як складових частин головних передач, представлені на рис. 7.2, 7.4, 7.5, б і 7.10. Диференціал забезпечує передачу крутних моментів на колеса, які обертаються з різними кутовими швидкостями при русі на повороті, по нерівній дорозі й при неминучій відмінності радіусів кочення ведучих коліс.

У симетричних диференціалах з конічними або циліндричними зубчастими колесами внутрішнє тертя мале й вони розподіляють крутний момент між півосями майже нарівно. Тому якщо одне з коліс починає буксувати, сот рої зупиняється, рух автомобіля припиняється.

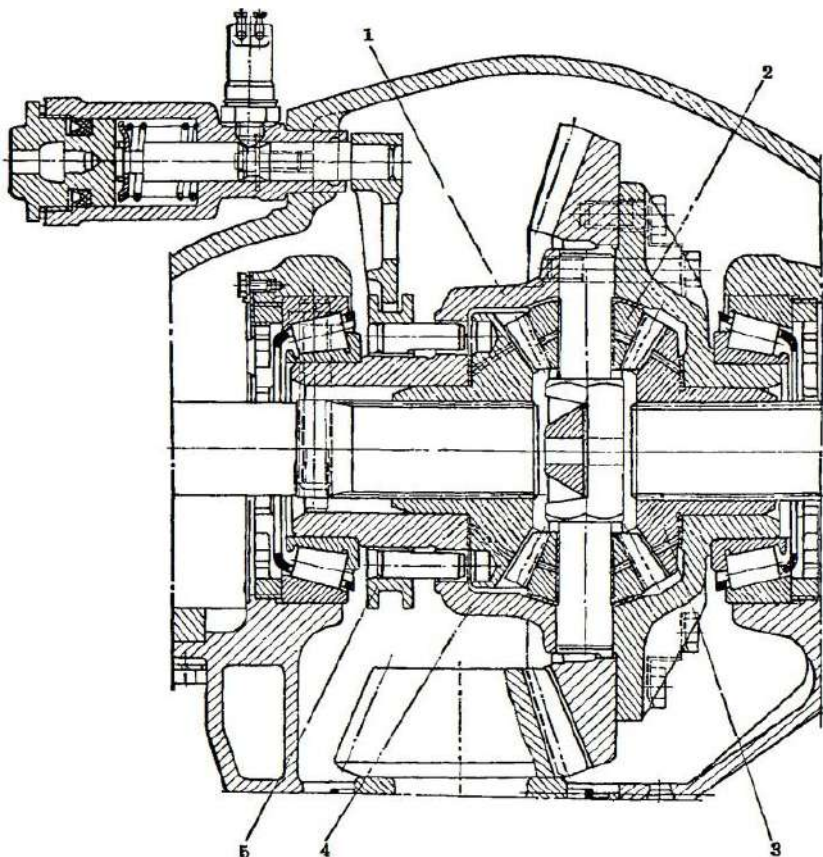


Рисунок 8.7 – Блокований конічний диференціал

Нехай, наприклад, зчпні якості в одного колеса низькі ( $\varphi_{\min}=0,1$ ), а в іншого високі ( $\varphi_{\max}=0,8$ ), тоді при диференціальному приводі максимальна сила тяги складе:

$$F_{k \max} = G_{\text{сц}} \varphi_{\min} = 0,1 G_{\text{сц}} \quad (8.47)$$

де  $\varphi_{\min}$  – мінімальний коефіцієнт зчплення;  
 $G_{\text{сц}}$  – зчпна вага автомобіля.

Якщо заблокувати півосі, щоб ведучі колеса працювали

спільно як з'єднані між собою твердим валом, максимальна сила тяги  $F_{k \max}$  збільшиться за рахунок використання сили зчеплення іншого колеса, що перебуває в більш сприятливих умовах, тобто при блокованому приводі:

$$F_{k \max} = 0,5 G_{\text{сц}} \varphi_{\text{min}} + 0,5 G_{\text{сц}} \varphi_{\text{max}} = 0,45 G_{\text{сц}} \quad (8.48)$$

Із зіставлення двох останніх виражень видно, що в другому випадку внаслідок повного використання зчіпної ваги максимальне тягове зусилля збільшується в 4,5 рази.

Тому в автомобілях високої прохідності з метою поліпшення тягових властивостей застосовують блоковані диференціали. Найбільш простим способом повного блокування є блокування за допомогою зубчастої або штифтової муфти (5 на рис. 8.7). Однак постійний рух із включеною муфтою може привести при повороті автомобіля до інтенсивного зношування шин або до пошкодження півосей.

Застосовують також самоблоковані диференціали. Диференціали, у яких самоблокування здійснюється внаслідок збільшення внутрішнього тертя, називаються диференціалами з підвищеним внутрішнім тертям. У випадку застосування такого диференціала моменти на валах привода ведучих коліс (або півосях) при їхнім відносному обертанні будуть неоднаковими. Їхнє співвідношення залежить від моменту внутрішнього тертя механізму.

ККД диференціала при відносному обертанні півосей:

$$\eta_{\text{д}} = M_1 / M_2 \quad (8.49)$$

Відносне обертання півосей може виникнути при повороті автомобіля, тоді  $M_1$  – момент на зовнішній півосі (менший),  $M_2$  – момент на внутрішній півосі (більший). Величину, зворотну  $\eta_{\text{д}}$ , називають коефіцієнтом блокування диференціала:

$$k_{\text{б1}} = M_2 / M_1 = 1 / \eta_{\text{д}} \quad (8.50)$$

Чим нижче ККД диференціала, тобто чим більші внутрішні сили тертя, тим вище коефіцієнт блокування. Диференціал з підвищеним внутрішнім тертям при забіганні або пробуксовці

одного колеса викликає підвищення тягового зусилля на іншому колесі в  $k_{б1}$  раз.

При проектуванні не слід вибрати коефіцієнт блокування  $k_{б1}$   $\varphi_{\max}$  до  $\varphi_{\min}$  не перевищує 8. Дослідження тягової динаміки й практики експлуатації автомобілів показують, що для 80 % випадків досить мати  $k_{б1}=3$ , а для 94% -  $k_{б1}=5$ . А в сучасних блокованих диференціалах  $k_{б1}= 2...5$ .

Максимальна сила тяги мосту з блокованим диференціалом визначається з виразу:

$$F_{k_{\max}} = F_{k1} + F_{k2} = F_{k1} + F_{k1}k_{б1} = (1 + k_{б1}) G_{сц}\varphi_{\min}. \quad (8.51)$$

Отже, блокований диференціал підвищує прохідність автомобіля. Встановимо залежність між моментом внутрішнього тертя диференціала  $M_{тр}$  і коефіцієнтом блокування  $k_{б1}$ . Баланс зовнішніх моментів, що діють на диференціал (триланковий механізм), виражається рівнянням:

$$M_1 + M_2 = M_0, \quad (8.52)$$

де  $M_0$  – крутний момент, підведений до корпуса диференціала.

Баланс моментів, що діють на вали:

$$M_2 - M_1 = M_{тр}. \quad (8.53)$$

Складаючи й віднімаючи рівняння (8.52) і (8.53), одержимо:

$$M_2 = 0,5(M_0 + M_{тр}), \quad (8.54)$$

$$M_1 = 0,5(M_0 - M_{тр}), \quad (8.55)$$

Тоді, відповідно до вираження (8.50):

$$k_{б1} = (M_0 + M_{тр}) / (M_0 - M_{тр}) = (1 + M_{тр}/M_0) / (1 - M_{тр}/M_0) \quad (8.56)$$

Іноді воліють зв'язувати ступінь перерозподілу крутних моментів по півосях з моментом на корпусі диференціала  $M_0$  і коефіцієнтом блокування називають відношення:

$$k_{\delta 2} = M_{\text{тр}}/M_0, \quad (8.57)$$

Між двома коефіцієнтами блокування існує зв'язок:

$$k_{\delta 1} = (1 + k_{\delta 2}) / (1 - k_{\delta 2}), \quad (8.58)$$

$$k_{\delta 2} = (k_{\delta 1} - 1) / (k_{\delta 1} + 1) \quad (8.59)$$

Диференціали, зображені на рис. 8.8, відрізняються від звичайних тим, що в них хрестовину замінено двома осями 1 і 6, з'єднаними між собою водилом 5 диференціала через V-подібні кулаки, а також тим, що на торцях півосьових шестірень 3 цих диференціалів установлені фрикційні конусні чашки 2 (рис. 8.17, а) або диски 7 і 8 (на рис. 8.8, б).

Момент внутрішнього тертя з урахуванням нормального тиску в зубчастому зачепленні й тиску з боку V-подібних скосів (кулаків) на осях сателітів 4 (рис. 8.8, а) для диференціала з конусними чашками:

$$M_{\text{тр}} = (M_0 \text{tg } \alpha / r_{\text{п.сп}}) [r_{\text{к.ч}} \cos \delta / \sin \gamma + \quad (8.60)$$

$$r_{\text{т.сп}} (z_{\text{п}} / z_{\text{с}}) \sin \delta] + [M_0 \mu / (R \cdot \text{tg } \beta)] \times$$

$$(r_{\text{т.ч}} + r_{\text{к.ч}} / \sin \gamma)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя;

$\alpha$  – кут зачеплення зубів шестірень диференціала;

$r_{\text{п.сп}}$ ,  $r_{\text{к.ч}}$ ,  $r_{\text{т.ч}}$  і  $r_{\text{ср}}$  – середні радіуси відповідно початкового конуса напівосьової шестірни, конусної й торцевої поверхонь чашок і опорних поверхонь торців сателітів;

$\gamma$  й  $\delta$  – половини кутів відповідно при вершині конуса чашок і початкового конуса сателітів;  $\beta$  – кут скосу на осях сателітів;

$R$  – плече окружної сили на скосах корпусу диференціала;

$z_{\text{п}}$  і  $z_{\text{с}}$  – число зубів відповідно напівосьової шестірни й сателіта.

Перший доданок дорівнює моменту тертя на торцевих поверхнях сателітів і конусних чашок півосьових шестірень при дії тиску з боку зубчастого зачеплення, а друге – тертю на торцях і конусах чашок під дією тиску з боку V-подібних скосів.

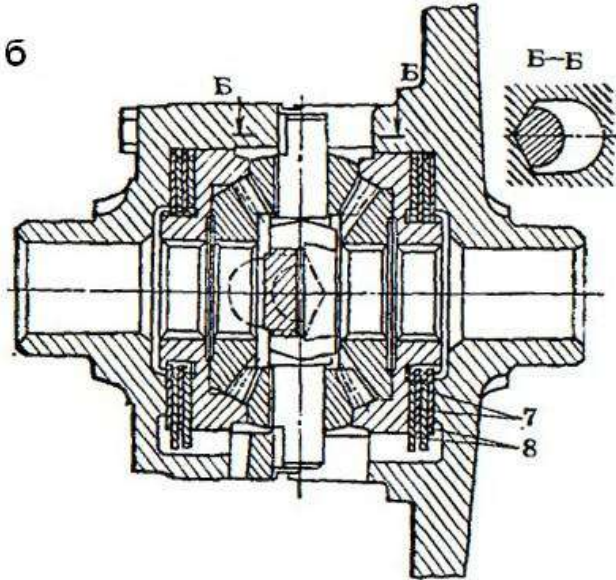
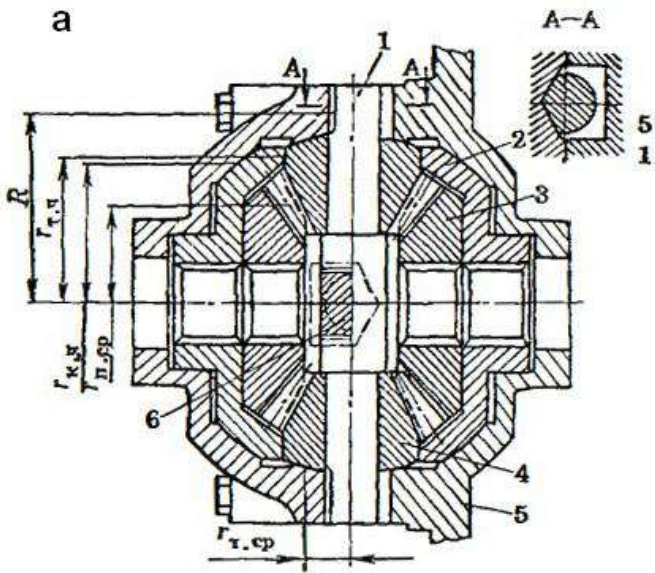


Рисунок 8.8 – Диференціал підвищеного тертя із фрикційними конусами

Коефіцієнт блокування  $k_{62}$  при цьому:

$$k_{62} = M_{\text{ТР}}/M_0 = (\mu \text{tg } \alpha / r_{\text{п.сп}}) \times \quad (8.61)$$

$$\times [r_{\text{к.ч}} \cos \delta / \sin \gamma + r_{\text{т.сп}} (z_{\text{п}}/z_{\text{с}}) \sin \delta] +$$

$$+ [\mu / (R \text{tg } \beta)] (r_{\text{т.ч}} + r_{\text{к.ч}} / \sin \gamma)$$

Зубчасті колеса шестерних диференціалів розраховують на міцність при максимальному динамічному моменті на корпусі диференціала. Шип хрестовини розраховується на зминання й зріз. Напряга зминання не повинна перевищувати 100 МПа, а зрізу – 120 МПа. Напряга зминання між торцем сателіта й корпусом диференціала не повинна перевищувати 200 МПа.

Кулачковий диференціал з підвищеним внутрішнім тертям і радіальним розташуванням кулачків показаний на рис. 8.9.

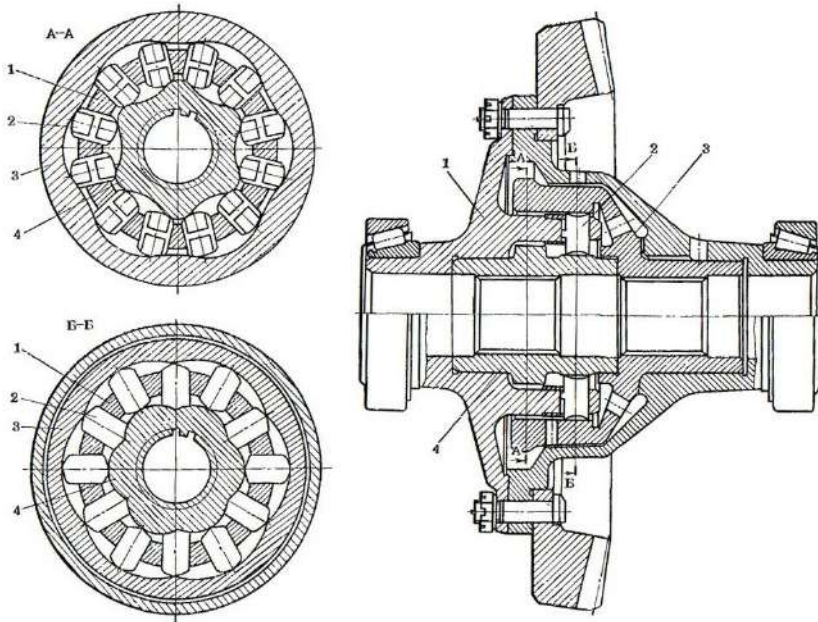


Рисунок 8.9 – Кулачковий диференціал з радіальним розташуванням кулачків

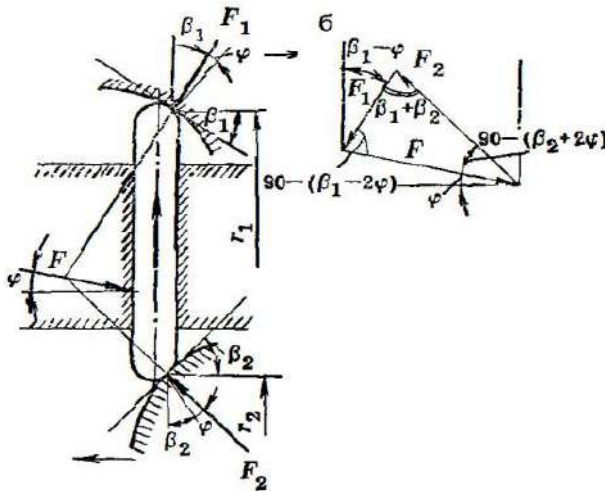
Момент від зубчастого колеса головної передачі підводить до



сепаратора 1, у пазах якого розташовані плунжери 2. Зовнішні кінці плунжерів стикаються із внутрішньою поверхнею обойми 3, зв'язаної шліцьовим з'єднанням із правою піввіссю.

Внутрішні кінці плунжерів стикаються із зірочкою 4, насадженою на шліцах на ліву піввісь. Внутрішня поверхня обойми 3 і зовнішня поверхня зірочки 4 мають кулачки, обкреслені по певному профілю. При повороті автомобіля плунжери переміщуються в радіальному напрямку в сепараторі 1 і, сковзаючи по кулачках обойми 3 і зірочки 4, забезпечують різні швидкості обертання півосей.

На плунжер (рис. 8.10, а) з боку обойми 3 (рис. 8.9) діє сила  $F_1$ , з боку зірочки 4 – сила  $F_2$  і з боку сепаратора 1 (води́ла) – сила  $F$ . На рис. 8.10, б показаний трикутник сил, що діють на плунжер.



а – схема сил; б – трикутник сил

Рисунок 8.10 – Сили, що діють на плунжер кулачкового диференціала

Згідно з теоремою синусів:

$$F_1 / \sin [90^\circ - (\beta_2 + 2\varphi)] = F_2 / \sin [90^\circ - (\beta_1 - 2\varphi)] = F / \sin (\beta_1 + \beta_2) \quad (8.62)$$

де  $\beta_1$  і  $\beta_2$  – кути профілів обойми й зірочки;

$\varphi$  – кут тертя.

Спроектувавши на горизонтальну вісь сили  $F_1$  і  $F_2$ , одержимо:

$$F'_1 = F_1 \sin(\beta_1 - \varphi), \quad (8.63)$$

$$F'_2 = F_2 \sin(\beta_2 + \varphi), \quad (8.64)$$

Підставивши значення  $F_1$  і  $F_2$ , отримані з формул (8.62 – 8.64), одержимо вираження для визначення крутних моментів на півосях:

$$M_2 = F'_2 r_2 = F \sin[90^\circ - (\beta_1 - \quad (8.65)$$

$$- 2\varphi)] \sin(\beta_2 + \varphi) \cdot r_2 / \sin(\beta_1 + \beta_2)$$

$$M_1 = F'_1 r_1 = F \sin[90^\circ - (\beta_2 + \quad (8.66)$$

$$+ 2\varphi)] \sin(\beta_1 - \varphi) \cdot r_1 / \sin(\beta_1 + \beta_2)$$

Отже, коефіцієнт блокування:

$$k_{61} = M_2 / M_1 = \cos(\beta_1 - 2\varphi) \sin(\beta_2 + \varphi) \times \quad (8.67)$$

$$\times r_2 / [\cos(\beta_2 + 2\varphi) \cdot \sin(\beta_1 - \varphi) r_1]$$

Коефіцієнт блокування кулачкового диференціала  $k_{62} = 0,4 \dots 0,5$ .

Розрахунки плунжерів, кулачків обойми й зірочки проводиться на змінання для випадку прямолінійного руху автомобіля:

$$\sigma_{см} = 0,418 \sqrt{F_{1(2)} E [(1/\rho_1 + (1/\rho_2))/l]}, \quad (8.68)$$

де  $E$  – модуль пружності, для сталі  $E=200$  ГПа;

$\rho_1$  і  $\rho_2$  – радіуси кривизни контактуючих поверхонь плунжера й кулачка, для яких визначено значення  $F_{1(2)}$ ;

$l$  – довжина плями контакту плунжера й кулачка уздовж утворюючої кулачка.

У вираженні (8.68) знак «плюс» відповідає випадку контакту обох опуклих поверхонь дотичних деталей, а знак «мінус» – опуклої з увігнутою. Напруга  $\sigma_{см}$  не повинна перевищувати 2 500 МПа.

До диференціалів з підвищеним внутрішнім тертям відноситься також черв'ячний диференціал (рис. 8.11). На кінцях півосей на шліцах розташовані черв'ячні колеса 1 і 5, що перебувають у зачепленні із черв'яками 2 і 4. Черв'яки входять у зачеплення із сателітами 3.

Якщо крутні моменти на колесах 1 і 5 не рівні, то при певній різниці моментів відбувається відносне обертання сателітів 3 і черв'яків 4, 2 стосовно корпуса диференціала (водиля); якщо моменти рівні, увесь механізм обертається як одне ціле.

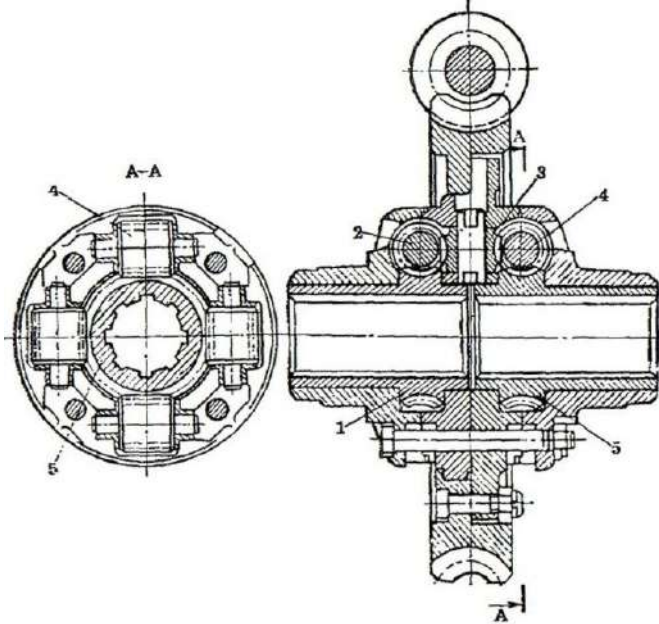


Рисунок 8.11 – Черв'ячний диференціал

Коефіцієнт блокування черв'ячного диференціала визначається ККД усіх послідовно з'єднаних черв'ячних пар. ККД визначається за умови: при нерухливому водилі потужність підводиться до однієї півосі й знімається з іншого боку:

$$\eta_d = \eta_{12}\eta_{23}\eta_{34}\eta_{45}. \quad (8.69)$$

ККД черв'ячної пари із ведучим черв'ячним колесом і веденим черв'яком:

$$\eta_{12} = \eta_{34} = \operatorname{tg}(\beta - \rho) / \operatorname{tg} \beta, \quad (8.70)$$

де  $\beta$  – кут нахилу витків черв'яка;  $\rho$  – кут тертя.

ККД черв'ячної пари із ведучим черв'яком і веденим черв'ячним колесом  $\eta_{23} = \eta_{45} = \operatorname{tg} \beta / \operatorname{tg}(\beta + \rho)$ . Згідно з вираженням (8.50):

$$k_{61} = 1/\eta_d = 1/(\eta_{12} \cdot \eta_{23} \eta_{34} \eta_{45}) = \operatorname{tg}(\beta + \rho) / \operatorname{tg}(\beta - \rho) \quad (8.71)$$

Рекомендується кут  $\beta$  приймати рівним  $20 \dots 30^\circ$ , щоб у міру зношування диференціала коефіцієнт блокування трохи зменшувався й тим самим виключалася можливість самоблокування черв'ячної пари. Кут тертя  $\rho$  визначається з рівності  $\mu = \operatorname{tg} \rho$ , де  $\mu$  – коефіцієнт тертя, рівний  $0,08 \dots 0,15$ .

Для самоблокованого черв'ячного диференціала можливі високі значення коефіцієнта блокування ( $k_{61} = 5,65 \dots 9$ ;  $k_{62} = 0,7 \dots 0,8$ ). У цьому випадку  $\eta_d = 0,1 \dots 0,17$  і диференціал буде швидко зношуватися.

При менших значеннях коефіцієнта блокування ( $k_{61} = 2,65 \dots 3$ ;  $k_{62} = 0,4 \dots 0,5$ ) термін служби може бути задовільним. Однак застосування даних диференціалів обмежене через складність їх конструкції й високих вимог до точності виготовлення.

Знаходять застосування й диференціали, що представляють собою роликові або кулачкові муфти вільного ходу. Ведучим елементом кулачкової (зубчастої) муфти (рис. 8.12) є кільце 1, жорстко пов'язане з корпусом муфти. На обох торцях кільця нарізані прямокутні зуби, що сходяться до центру.

Усередині ведучого кільця 1 установлене центральне опорне кільце 2, на обох торцях якого нарізані зуби із криволінійним профілем. Від осьового переміщення центральне кільце 2 утримується стопорним кільцем 3.

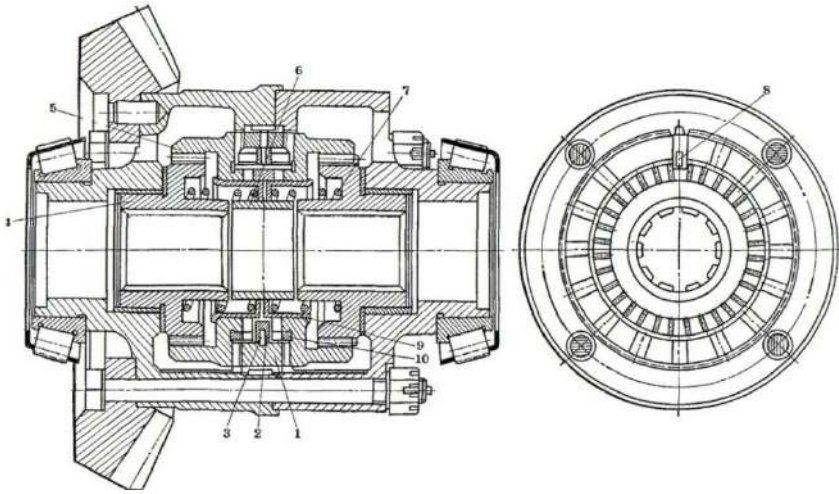


Рисунок 8.12 – Самоблокований диференціал з механізмом вільного ходу

Центральне кільце може повертатися в межах зазору між бічними поверхнями шпонки 8 і паза на центральному кільці 2.

Веденими елементами є дві напівмуфти 5, які на внутрішньому торці мають по два ряди зубів (кулачків). Зовнішній ряд зубів зачіпається з аналогічними зубами ведучого кільця 1. Ширина западин між зубами прийнята з розрахунку утвору бічного зазору, необхідного для виходу силових зубів при відключенні муфти.

На зовнішню циліндричну поверхню внутрішнього ряду зубів напівмуфти надівається розрізне запірне кільце 10, яке може переміщатися по окружності в межах зазору між шпонкою й зрізами кільця. На внутрішньому торці кільця виконані трапецеїдальні зуби однакового профілю із зубами напівмуфти, але такими, що мають меншу товщину. Напівмуфти притискаються до ведучого кільця пружинами 8. Пружини опираються зовнішніми кільцями на маточину напівмуфти 4, а внутрішніми – на стакан 9. Між маточинами встановлена втулка 6. При прямолінійному русі автомобіля ведучі й ведені ланки муфти вільного ходу заблоковані, півосі з'єднані шліцями з маточинами напівмуфт 4 і обертаються як одне ціле зі швидкістю

ведучого кільця 1.

При повороті автомобіля відбувається автоматичне відключення забігаючої напівмуфти, від ведучого кільця. У період вимикання зовнішня напівмуфта розвантажується від переданого крутного моменту й прагне повернутися вперед.

При цьому на її зуби в точці контакту із зубами центрального кільця впливає реактивна сила, горизонтальна складова якої прагне перемістити напівмуфту вправо.

Переміщаючись вправо й стискаючи пружину 7, захоплює за собою запірне кільце. Вийшовши із зачеплення із силовими зубами ведучого кільця, а потім і із зубами центрального кільця, напівмуфта починає вільно обертатися. При цьому запірне кільце повертається, вибираючи зазор між торцями зрізу й шпонкою, і його зуби стають напроти зубів центрального кільця 1, що перешкоджає включенню забігаючої напівмуфти.

Увесь крутний момент у цьому випадку підводиться до одного ведучого колеса. При виході автомобіля з повороту й незначному випередженні ведучого елемента відключена напівмуфта разом із запірним кільцем повернеться у зворотну сторону щодо кільця 2. Вершини зубів запірного кільця зійдуть із зубів кільця 2 і під дією сили стислої пружини напівмуфти ввійде в зачеплення із зубами кільця 2 і ведучим кільцем 1. Ведучі й ведені елементи муфти блокуються. Робота муфти вільного ходу на повороті при русі заднім ходом або накатом аналогічна розглянутій вище. При цьому або міняються робочі поверхні вимикаючого пристрою, або ведучі елементи стають веденими.

Шестірні й хрестовини диференціалів, зірочки й кулачкові муфти виготовляють із хромонікелевих (20ХН2М, 15ХГН2ТА та ін.) і безнікелевих (20ХГРА, 18ХГТА) сталей хорошої прокалюваності з високими механічними властивостями. Хіміко-термічна обробка, якої піддають шестірні диференціалів – це цементация на глибину 0,9...1,5 мм, загартування й відпуск; жорсткість поверхневого шару 59...64 HRC, жорсткість серцевини 32...43 HRC.

Для шестірень диференціалів легкових автомобілів використовують також сталі 35Х, 40ХН і 30ХГТ; шестірні ціанують на глибину 0,2...0,4 мм, жорсткість поверхневого шару 58...59 HRC.

Деталі кулачкових диференціалів піддають фосфатуванню на глибину 0,005...0,010 мм для запобігання появи задирів і поліпшення антифрикційних властивостей. Опорні шайби й втулки сателітів виготовляються із бронзи БрОЦС 5-5-5, БрОЦС 6-6-3, фрикційні диски – зі сталі 65Г, 60С2 із загартуванням або 40Х і 45 із ціануванням і загартуванням до жорсткості 58...61 НРС.

### **Питання для самоперевірки**

1. У чому полягають особливості робочого процесу диференціала?
2. Як класифікують диференціали?
3. Перелічіть вимоги до диференціалів.
4. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до диференціалів?
5. Чому до диференціалів не пред'являється вимога забезпечення високого ККД?
6. Що таке коефіцієнт блокування?
7. Як коефіцієнт блокування впливає на ККД диференціала?
8. Як впливає диференціал на експлуатаційні властивості?
9. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних деталей диференціала.

## 9 КАРДАННА ПЕРЕДАЧА

### 9.1 Вимоги до конструкції і класифікація

Карданна передача включає три основні елементи: карданні шарніри, карданні вали та їх опори. Вона повинна задовольняти наступним основним вимогам: рівномірно (синхронно) передавати крутний момент між агрегатами що з'єднуються; мати високий ККД; бути довговічною; вібраційні навантаження й шум при роботі карданної передачі повинні бути мінімальними.

По числу застосовуваних шарнірів передачі бувають одношарнірні, двошарнірні, тришарнірні і т.д.

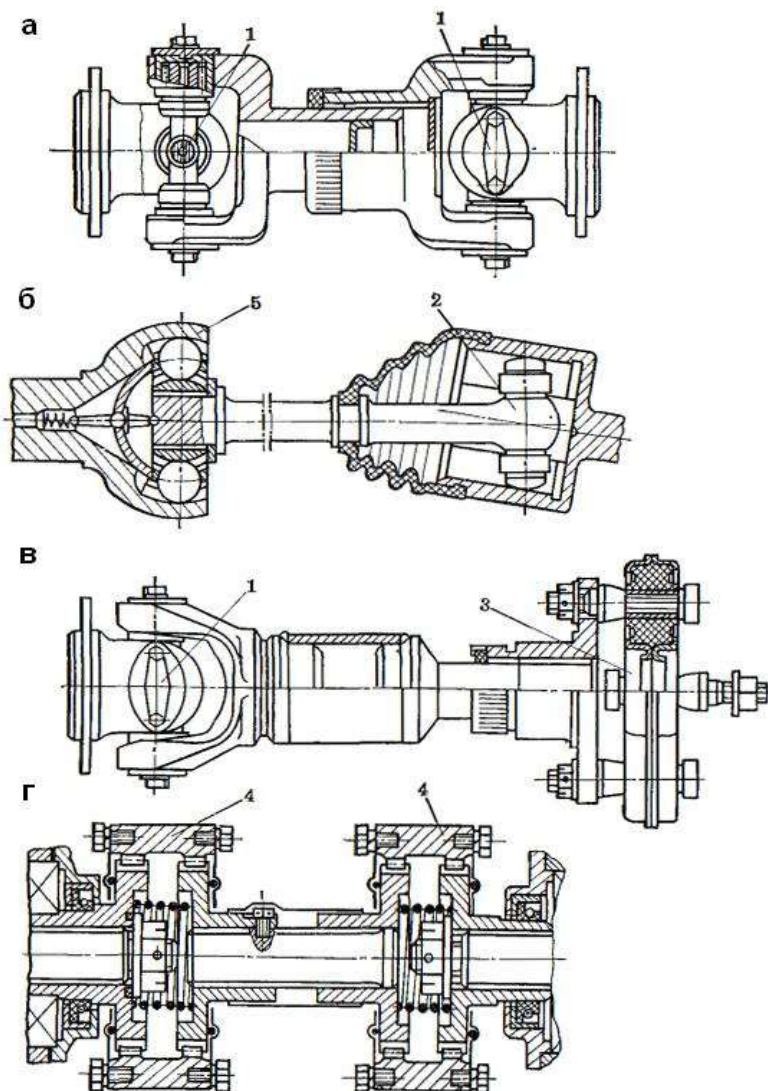
Карданні шарніри підрозділяються по кінематичних властивостях на шарніри нерівних і рівних кутових швидкостей, а по наявності фіксованих осей хитання – на повні карданні й напівкарданні шарніри.

Карданним шарніром нерівних кутових швидкостей називають шарнір, у якого при рівномірній швидкості обертання ведучого вала кутова швидкість веденого вала нерівномірна (шарніри 1-4, рис. 9.1), а карданним шарніром рівних кутових швидкостей – такий, у якого кутові швидкості ведучого й веденого валів рівні (шарнір 5, рис. 9.1, б).

Повним карданним називають шарнір, що має фіксовані осі хитання (шарніри 1, 2 і 5, рис. 9.1), напівкарданним – шарнір, що не має фіксованих осей хитання (шарніри 3, 4, рис. 9.1, в, г).

Напівкарданні пружні шарніри 3 (рис. 9.1, в) допускають кутові відхилення осей валів до  $5^\circ$ , а жорсткі шарніри 4 (рис. 9.1, а) – до  $2^\circ$ . На рис. 9.2, а показана схема карданної передачі, що одержала поширення на автомобілях з одним заднім ведучим мостом. Потужність від коробки передач 1 до мосту 5 передається через два карданні вали 2 і 4 і три шарніри. Вал 2 має проміжну опору 3. Три двошарнірні передачі мають повноприводні автомобілі із двома ведучими мостами (рис. 9.2, б). Тут між карданними передачами установлена роздавальна коробка 6. На рис. 9.2, у показана схема трансмісії автомобіля з індивідуальними приводами мостів. При цьому карданна передача заднього мосту 5 має два карданні вали 4 і 7, чотири шарніри й проміжну опору 3.





а – із шарнірами, що мають хрестовину; б – двошарнірна передача привода ведучого керованого колеса; в – із шарніром, що має хрестовину, та із пружним напівкарданним шарніром; г – із жорсткими напівкарданими шарнірами

Рисунок 9.1 – Карданні передачі

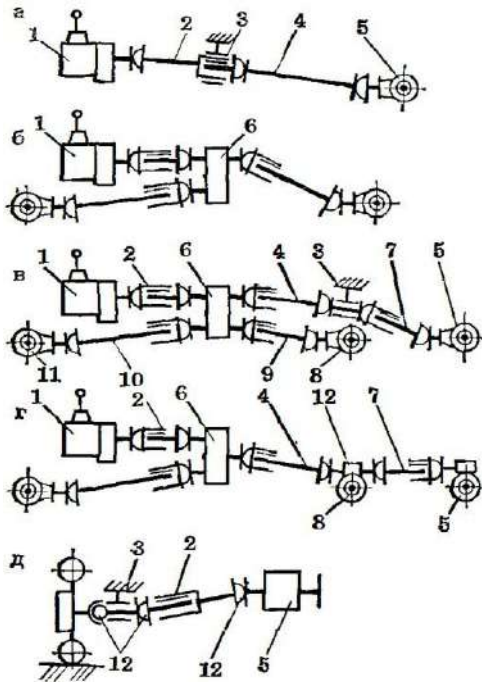


Рисунок 9.2 – Схеми карданних передач

Карданні вали 2, 9 і 10 забезпечують привід відповідно до роздавальної коробки 6, середнього 8 і переднього 11 мостів. У сучасних великовантажних автомобілях застосовується схема із середнім прохідним мостом (рис. 9.2, *з*). У цьому випадку карданний вал 4 забезпечує привід додаткового редуктора 12, від якого потужність роздається до мостів: до середнього 8 – безпосередньо, а до заднього – через карданний вал 7. Для привода ведучого керованого колеса використовується схема, зображена на рис. 9.2, *д*, де встановлюється кілька шарнірів 12, із проміжною опорою 3 і шліцьовим з'єднанням на валу 2.

### Конструкції карданних передач і їх елементів.

У трансмісіях сучасних автомобілів переважають карданні передачі (рис. 9.3, *а*) карданні шарніри, що мають повні, проміжний і основний карданні вали й проміжну опору (шарикопідшипник 16).

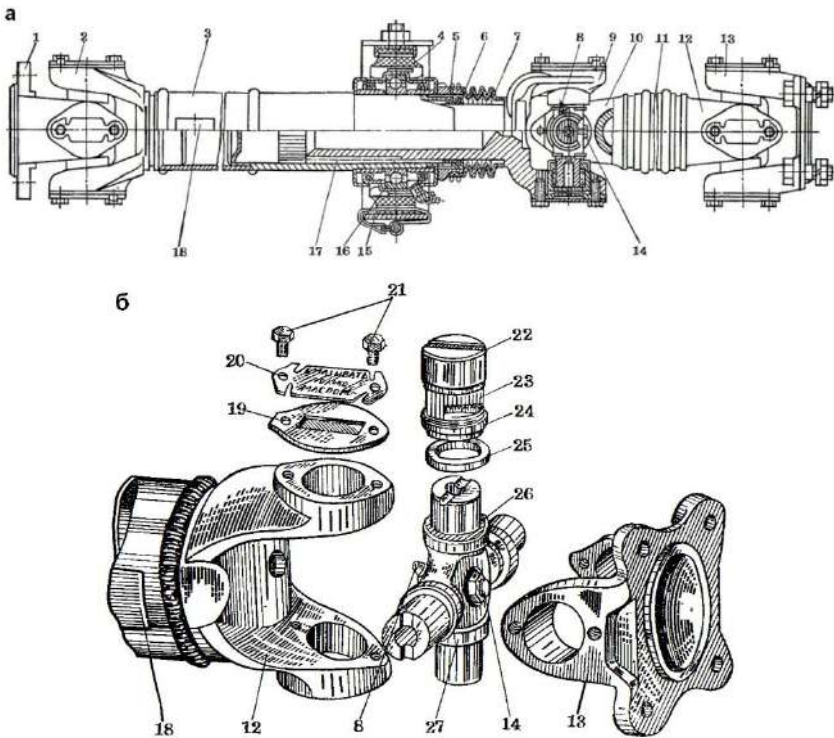


Рисунок 9.3 – Карданна передача автомобіля ЗІЛ-130 і деталі карданного шарніра

Карданний шарнір складається із двох вилок 12 і 13 (рис. 9.3, б) і хрестовини 27, що з'єднує вилки шарнірно.

Крайні вилки 1 і 13 карданних шарнірів постачені фланцями, які кріплять болтами до фланців на кінцях валів агрегатів, що з'єднуються карданною передачею. Вилку 2 лівого карданного шарніра приварено до проміжного вала 3, а вилка 10 середнього й вилка 12 правого шарнірів – до основного карданного вала 11. Вилка 9 середнього шарніра за допомогою шліців 17 з'єднана із проміжним валом 3. Це ковзне шліцьове з'єднання необхідне для компенсації зміни довжини вала, яке виникає при деформації пружних елементів підвіски агрегатів автомобіля, що з'єднуються карданною передачею.

Хрестовини карданних шарнірів з легованих сталей 20ХГНТР, 15ХГНТА й 12ХНЗА піддають нітроцементації на глибину до 1,2 мм із наступним загартуванням, а з вуглецевої сталі 55ПП зниженої прокалюваності – з поверхневим загартуванням при нагріванні струмами високої частоти з переривчастим відпусканням. Жорсткість поверхневого шару хрестовин після остаточної обробки повинна бути на циліндричній поверхні шипів хрестовини HRC 61...64, на торцях шипів хрестовин не менше HRC 59.

На шипах хрестовини встановлені стакани 22 з голчастими підшипниками 23. Голки підшипника опираються на стопорну шайбу 24. Стакан ущільнений на хрестовині гумовим або корковим сальником 25, установленим у металевому корпусі 26, який надітий на хрестовину. Від осьових переміщень стакани 22 голчастих підшипників фіксуються у вушках вилок 12 і 13 кришками 19 і стопорними пластинками 20 з болтами 21 або, як показано на рис. 9.4, а, б, стопорним кільцем 1, яке може встановлюватися як зовні, так і усередині шарніра. Установка стопорного кільця зовні (рис. 9.4, а) полегшує складання, але збільшує розміри вилок.

Від центральної маслянки 8 масло до підшипників подається по каналах у хрестовині. Для видалення зайвого масла в хрестовину вкручений на різьбленні корпус із запобіжним клапаном 14, через який видавлюється масло у випадку перевищення припустимого тиску в каналах.

Застосовують також карданні шарніри, у яких клапан у хрестовині відсутній, а зайве мастило й продукти зношування видавлюються з підшипників через гумові сальники (рис. 9.4, в), установлені під стаканами на хрестовині (проточна система змащення).

Останнім часом голчасті підшипники змазують на тривалий строк експлуатації. Тому хрестовина карданного шарніра маслянки й каналів не має (одноразова система змащення). Зміну мастильного матеріалу в таких карданних шарнірах роблять тільки при капітальному ремонті карданного вала.

Витіканню мастильного матеріалу з голчастих підшипників і влученню в них бруду перешкоджають гумові армовані сальники 2 (рис. 9.4).

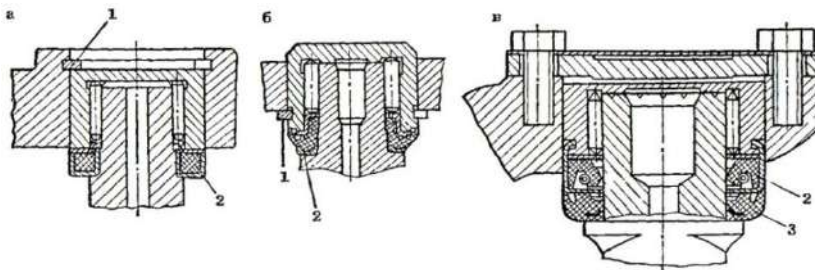


Рисунок 9.4 – Варіанти кріплення стакана й ущільнення голчастого підшипника

На рис. 9.4, б показаний багатокрайковий сальник з радіально-торцевим ущільнювачем, а на рис. 9.4, у зображене ущільнення з однокрайковим гумовим радіальним самопіджимним сальником 2, що допускають прохід продуктів зношування й мастильного матеріалу при його прокачуванні через підшипник, і двокрайковим гумовим торцевим сальником 3, що запобігають влученню бруду в порожнину підшипника.

Шліцьове з'єднання 17 (рис. 9.3, а) змазують при складанні карданної передачі; витіканню масла з нього перешкоджають гумовий сальник 5 і повстятий 6. Шліцьове з'єднання, крім того, захищається від бруду чохлам 7.

Карданні вали складаються з тонкостінних труб, до яких приварюються вилки або шліцьові наконечники. Труби виготовляються зі стрічкової маловуглецевої сталі (сталь 20), що зварюється встик. Розміри перетинів труб карданних валів стандартизовані. Шліцьові наконечники рухливих з'єднань виготовляють зі сталі 40Х з наступним загартуванням струмами високої частоти. Жорсткість поверхневого шару 44,5...46,5 HRC.

Карданні вали динамічно балансують. Карданні передачі, що складаються із двох карданних валів, балансуються спільно. Норма залишкового дисбалансу карданного вала на кожному кінці вала або в проміжній опорі для тришарнірних карданних передач оцінюється по питомому дисбалансу, обумовленому відношенням крутного моменту до маси карданної передачі й кількості шарнірів у ній. Максимально припустима норма питомого залишкового дисбалансу карданного вала (або в проміжній опорі для тришарнірної карданної передачі) не

повинна бути більше 0,6 мН·м/кг для трансмісій легкових автомобілів, вантажних автомобілів малої вантажопідйомності (до 1 т) і особливо малих автобусів; 1,0 мН·м/кг для трансмісій інших автомобілів.

При балансуванні до валів приварюють балансувальні пластини 18 (рис. 9.3). Карданний вал 3, зображений на рис. 9.3, а, опирається на проміжну опору. Шарикопідшипник 16 розташований в гумовій подушці 4, укріпленій болтами разом із кронштейном 15 опори на поперечці рами автомобіля. Гумова подушка гасить вібрації й зменшує навантаження на карданний вал, викликані неточністю установки опори й деформаціями рами.

На рис. 9.5, а показана проміжна опора з радіальним шарикопідшипником 1, внутрішня обойма якого встановлена на наконечнику карданного вала 2, а зовнішня – у гумовій втулці 3; втулка за допомогою кронштейна 4 кріпиться на рамі (несучому кузові) автомобіля. Пружний елемент 3 має спеціальні прорізи, що підвищують його еластичність і сприятливі гасінню вібрацій.

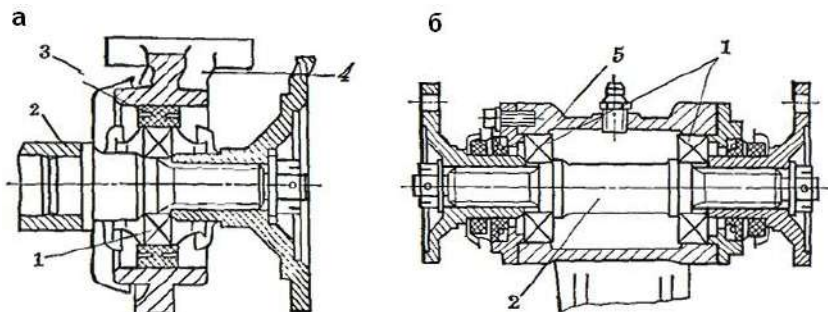


Рисунок 9.5 – Проміжні опори

Проміжна опора, що складається з вала 2, встановленого в корпусі 5 на підшипниках 1 (рис. 9.5, б), включається в карданну передачу при значних відносних переміщеннях агрегатів трансмісії, з'єднаних карданним валом, або при неможливості з'єднати агрегати одним валом (наприклад, для привода заднього мосту автомобіля із трьома мостами). Двохопорні проміжні опори сприймають осьові навантаження, тому в них часто встановлюють роликові конічні підшипники.

## 9.2 Шарніри рівних кутових швидкостей

Карданні шарніри рівних кутових швидкостей застосовуються для привода керованих ведучих коліс і ведучих коліс із незалежною підвіскою, де вони забезпечують рівномірне обертання коліс при кутах  $\gamma$  між валами до  $50^\circ$ .

Найбільше практичне застосування одержали шарніри рівних кутових швидкостей наступних типів.

Здвоєні карданні шарніри (рис. 9.6) являють собою карданну передачу із двома шарнірами нерівних кутових швидкостей, у якій довжина карданного вала дорівнює нулю, вилки розташовані в одній площині й пристроєм що центрує, забезпечується рівність кутів нахилу валів  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$ . Пристрій складається зі сферичної обойми 6, вставленої в розширення вала 1, сферичного сухаря 7, установленного на кінці вала 4, і гумового захисного чохла 5. Вали 1 і 4 мають вушка. Втулки 2 з'єднують вали зі складеними хрестовинами 3. Хрестовини встановлені в корпусі шарніра 8.

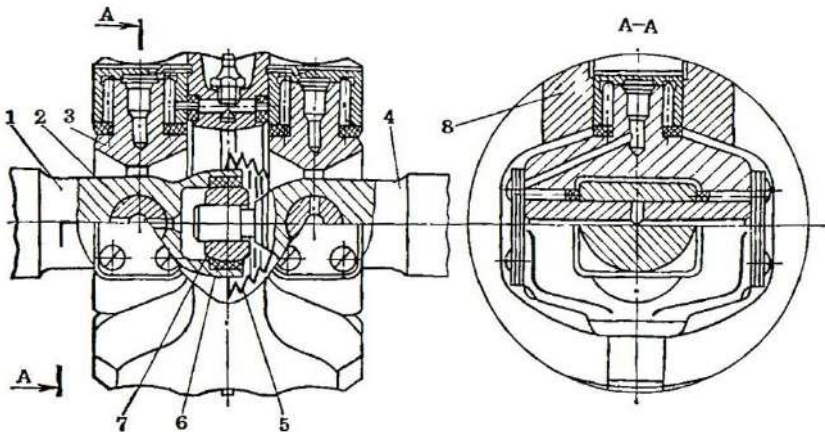


Рисунок 9.6 – Здвоєний карданний шарнір

Недоліком здвоєного шарніра є конструктивна складність, а також те, що він не може передавати великі крутні моменти через обмеження тиску голок на палець хрестовини.

Кулачковий шарнір (рис. 9.7, *a*) має: дві вилки 2 і 6, насаджені на вали 1 і 7 або викувані з ними як одне ціле; два

напівциліндричні кулачки 3 і 5, охоплювані вилками; диск 4, що входить у циліндричні пази кулачків. Такий шарнір працює аналогічно здвоєному, у якому перший шарнір створює нерівномірність обертання, а другий усуває цю нерівномірність. У результаті цього приводний вал обертається рівномірно. На рис. 9.7, б наведена інша конструкція кулачкового карданного шарніра. У вилках 1 і 6 цього шарніра встановлено два кулачки 2 і 4, які з'єднані між собою за допомогою шипу 3 і паза 5.

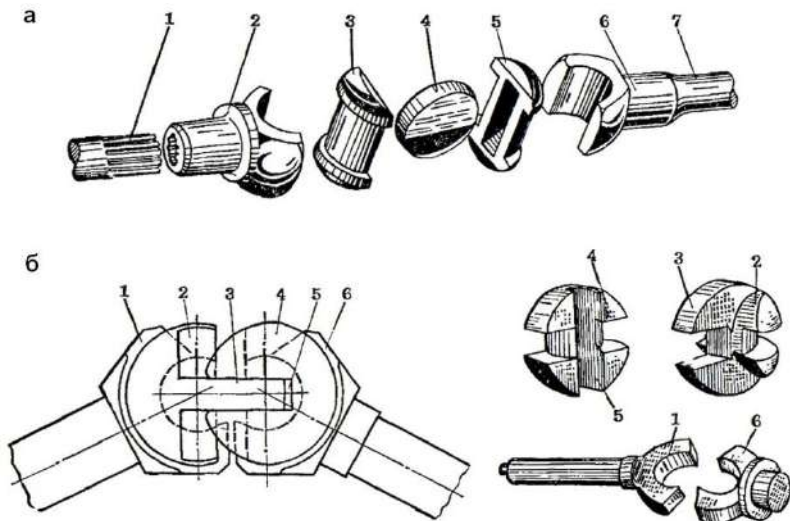


Рисунок 9.7 – Кулачкові шарніри

Кулачкові шарніри відрізняються простотою конструкції й здатністю передавати крутний момент до 30 кНм внаслідок наявності розвинених передавальних поверхонь. Однак ККД цих шарнірів нижче, чим у здвоєних. Вони встановлюються в картерах або мають спеціальні захисні кожухи.

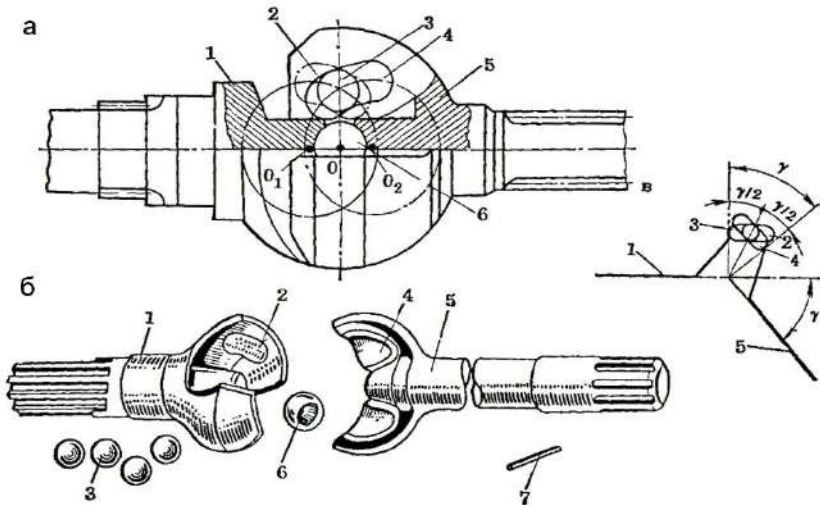
Кулькові шарніри забезпечують рівність кутових швидкостей валів що з'єднуються за рахунок того, що їх робочі кульки завжди розташовуються в бісекторній площини.

Вали 1 і 5 кулькового шарніра з ділильними канавками (рис. 9.8, а...в) мають вилки, у яких вирізано по чотири канавки 2 і 4. У зібраному виді вилки розташовуються у взаємно перпендикулярних площинах, а між ними встановлюються



кульки 3. Для центрування вилок в одній з них установлюється на штифті 7 кулька 6 що центрує, з лискою, яка потрібна для проходу робочих кульок 3 при складанні.

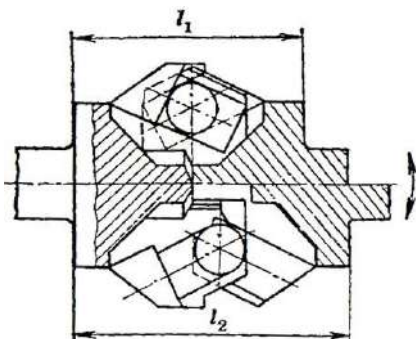
Застосовуються також кулькові шарніри, у яких кулька 6 установлюється без штифта 7. Середні лінії канавок (рис. 9.8, а) являють собою окружності рівного радіуса із центрами  $O_1$  і  $O_2$ , які перебувають на однаковій відстані від центру карданного шарніра  $O$ . У результаті при будь-якому куті між валами робочі кульки 3 утримуються в площині, що проходить через точки перетинання середніх ліній канавок 2 і 4, й ділить навпіл кут між осями валів (рис. 9.8, в).



а – поздовжній розріз; б – деталі; в – схема

Рисунок 9.8 – Кульковий шарнір з ділильними канавками

Залежно від розмірів шарніри цього типу розраховані на передачу крутного моменту 1,34...7,60 кНм. Кулькові шарніри збирають із попереднім натягом, що залежать від розмірів шарніра. Складання шарніра – селективне. Для цього підбираються кульки однакового діаметра в межах жорсткого допуску. Різновидом розглянутого шарніра є кульковий шарнір із прямолінійними канавками (рис. 9.9), який допускає кутові й осеві переміщення валів, що з'єднуються.



$l_1$  – при стисненні;  
 $l_2$  – при розтягуванні

Рисунок 9.9 – Кульковий шарнір з прямолінійними ділильними канавками

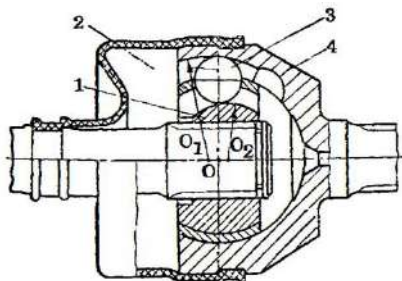
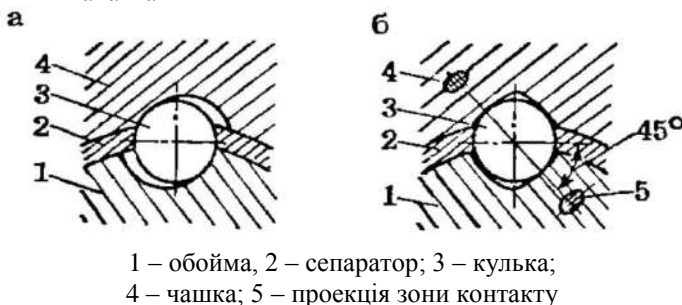


Рисунок 9.10 – Кульковий шарнір з канавками змінного перерізу



1 – обойма, 2 – сепаратор; 3 – кулька;  
 4 – чашка; 5 – проекція зони контакту

Рисунок 9.11 – Схема розташування кульки в канавках з поперечним перерізом різної форми

На рис. 9.10 показана конструкція кулькового шарніра. Він складається із внутрішньої обойми 1, сепаратора 2, шести кульок 3 і чашки 4. Центри кривизни канавок  $O_1$  і  $O_2$  розташовані на однаковій відстані від центру шарніра  $O$ . Тому що положення середньої лінії канавки відносно центру шарніра змінюється, кутові переміщення валів викликають підйом або опускання канавок, за рахунок чого змінюється положення кульок.

У цій конструкції кульки встановлюються в бісекторній площині сепаратором 2. Поперечний переріз канавок кулькового шарніра може представляти не окружність (рис. 9.11, а), а еліпс

(рис. 9.11, б). Конфігурація еліпса така, що лінія дії сил у точках контакту кульок з канавками становить  $45^\circ$  з напрямком дії окружної сили. Центри плям контакту 5 кульок шарніра з поверхнею канавок розташовуються при цьому на певному віддаленні від зовнішніх крайок канавок чашки й обойми, що охороняє останні від зминання й дозволяє витримувати тривалі динамічні навантаження. Шарніри цього типу можуть передавати крутний момент до 50 кНм.

Розрахунки здвоєних карданних шарнірів із хрестовинами аналогічні розрахункам карданних передач із шарнірами нерівних кутових швидкостей. У кулачкових шарнірах напруги зминання на контактуючих поверхнях відносно невисокі внаслідок значної площі останніх. Розрахунки вилок ведуться як і для шарнірів нерівних кутових швидкостей. Основні розміри й передавані розрахункові крутні моменти для шарнірів рівних кутових швидкостей, застосовуваних на повноприводних автомобілях, наведені у довідковій літературі.

Вилки кулькових шарнірів рівних кутових швидкостей зазвичай виготовляють зі сталі 15 НМ із наступною цементацією й загартуванням, кульки – зі сталі ШХ15.

### **9.3 Робочий процес карданних передач**

Робочий процес карданних передач в основному визначається особливостями схеми сил на карданних шарнірах, а також умовами виникнення вібрацій і заходами щодо їхнього зменшення.

#### ***Схеми розташування і кінематика карданних шарнірів.***

Якщо вали карданної передачі з'єднані шарніром нерівних кутових швидкостей і розташовані під кутом один до одного при рівномірному обертанні одного вала, інший буде обертатися нерівномірно. Це викликано тим, що при обертанні валів хрестовина шарніра робить складний рух. На рис. 9.12 зображено два характерні положення хрестовини: 1) вісь  $O_1O_1$  щодо якої повертається площина хрестовини, перебуває в площині малюнка, а площина хрестовини розташована перпендикулярно до осі вала 1 (рис. 9.12, а); 2) вісь  $O_1O_1$  перпендикулярна до площини малюнка, а площина хрестовини розташована перпендикулярно до осі вала 2 (рис. 9.12, б).

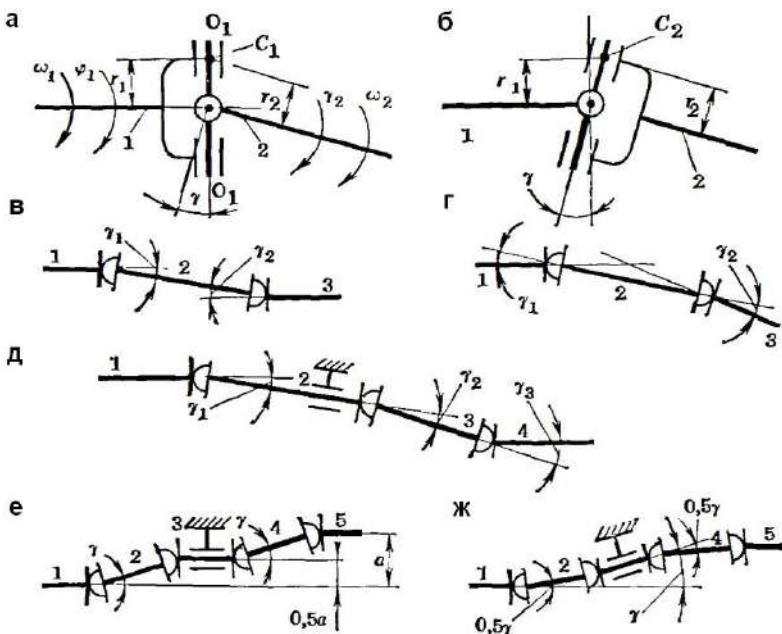


Рисунок 9.12 – Схеми розташування валів карданної передачі

Вісь  $O_1O_1$  обертається в просторі щодо перпендикулярної до неї осі вала 1. Виражаючи лінійні швидкості точок  $C_1$  і  $C_2$  через кутові швидкості валів 1 і 2, одержимо:

$$v_{c1} = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 = v_{c2}. \quad (9.1)$$

Радіуси  $r_1$  і  $r_2$  точок  $C_1$  і  $C_2$  щодо осей валів 1 і 2  $r_2 = r_1 \cos \gamma$ ,  $r_1 = r_2 \cos \gamma$ . Таким чином, для першого положення  $\omega_2 = \omega_1 / \cos \gamma$ , для другого  $\omega_2 = \omega_1 \cos \gamma$ . Для проміжних положень хрестовини, кутова швидкість вала 2 перебуває в інтервалі:

$$\omega_1 / \cos \gamma > \omega_2 > \omega_1 \cos \gamma, \quad (9.2)$$

отриманий результат свідчить про те, що вали 1 і 2 обертаються нерівномірно. Співвідношення між кутами повороту  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  валів 1 і 2, з'єднаних карданним шарніром із хрестовиною, визначається вираженням:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \gamma \quad (9.3)$$

Ступінь нерівномірності обертання вала 2 при рівномірному обертанні вала 1 тим більше, чим більше кут  $\gamma$ . Тому при номінальному навантаженні в статичному стані автомобіля кути установки карданних валів не повинні перевищувати:

- 3° – для легкових автомобілів,
- 4° – для вантажних автомобілів і автобусів,
- 8° – для автомобілів високої прохідності.

Крім того, кут  $\gamma$  повинен бути не менше 1° через небезпеку бринелювання контактуючих поверхонь голчастих підшипників.

У двохарній карданній передачі (рис. 9.12, в, з) для першого шарніра співвідношення між кутами повороту валів 1 і 2 виражається формулою:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \varphi_1 / \cos \gamma_1 \quad (9.4)$$

Для другого шарніра співвідношення між кутами повороту валів 2 і 3:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \varphi_3 / \cos \gamma_2 \quad (9.5)$$

Для розгляду наведених вище виражень необхідно забезпечити однаковий початок відліку кутів  $\gamma_1$  і  $\gamma_3$ , що досягається установкою вилок на карданному валу 2 в одній площині. Тоді рівність кутів  $\gamma_1$  і  $\gamma_3$  забезпечується, якщо:

$$\cos \varphi_1 = \cos \varphi_3 \quad (9.6)$$

$$\gamma_1 = \gamma_2 \quad (9.7)$$

У випадку тришарній карданній передачі із проміжною опорою синхронне обертання валів 1 і 4 при розміщенні вилок, як показано на рис. 9.12, д, буде за умови:

$$\cos \gamma_1 \cos \gamma_2 = \cos \gamma_3 \quad (9.8)$$

У наведеній схемі вал 3 має вилки, установлені в одній площині, а вал 2 – вилки, розгорнуті під кутом 90°. Якщо повернути на 90° праву вилку на валу 2, номера кутів у попередній рівності зміняться:

$$\cos \gamma_1 \cos \gamma_3 = \cos \gamma_2 \quad (9.9)$$

Під час руху автомобіля кути  $\gamma_2$  і  $\gamma_3$  тришарнірної передачі можуть мінятися при постійному куті  $\gamma_1$ , тому повної синхронізації обертання валів 1 і 4 досягти не можна.

Синхронізація, однак, тим ближче до повної, чим менше кут  $\gamma_1$ , тому рекомендується його обирати малим (1-2°). У чотирьохшарнірній карданній передачі з проміжною опорою (рис. 9.12, е, ж) синхронне обертання не тільки кінцевих валів 1 і 5, але й вала 3 проміжної опори забезпечується при дотриманні зазначених вище умов для кожної із двох двошарнірних передач, що складають чотирьохшарнірну.

Якщо кути установки карданного вала перебувають у двох взаємно перпендикулярних площинах:

$$\gamma = \sqrt{\gamma_{\text{гор}}^2 + \gamma_{\text{верт}}^2} \quad (9.10)$$

Від кута установки карданних валів залежить ККД карданної передачі. Для карданної передачі із двома шарнірами нерівних кутових швидкостей ККД доходить у середньому до 0,99 при куті  $\gamma$  між валами, що не перевищує 8°. При збільшенні цього кута до 14° ККД знижується до 0,95 при одночасному збільшенні нагрівання й зношування деталей карданного шарніра.

#### 9.4 Передача обертового руху карданними шарнірами

Як вже було сказано раніше, при передачі обертового руху під кутом за допомогою шарнірів виникають труднощі в забезпеченні рівномірного обертання вала, розташованого за шарніром. На рис. 9.13, а наведена схема, що пояснює умову, при якій забезпечується створення шарніра рівних кутових швидкостей.

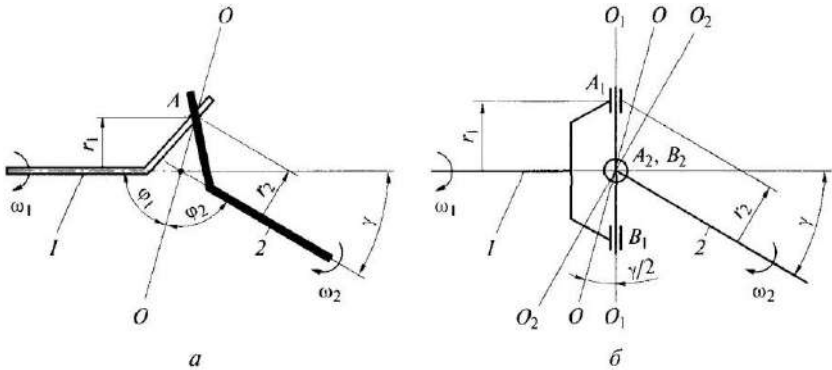
У точці А кінці валів не з'єднані, вони лише стикаються, але:

$$v_A = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2, \quad (9.11)$$

виходить, умова  $\omega_2 = \omega_1$  здійсненна, якщо  $r_2 = r_1$ . При повороті вала 1, наприклад на 180,  $r_1$  і  $r_2$  зменшуються, але їх рівність повинна зберегтися. Отже, точка А контакту валів 1 і 2 повинна переміщатися по бісекторній площини ОО ( $\phi_1 = \phi_2$ ) при

обертанні валів. У **жорсткому шарнірі нерівних кутових швидкостей** ця умова не виконується (рис. 9.13, б), тому що шипи  $A_1$  і  $B_1$  хрестовини 3 переміщуються в площині  $O_1O_1$  перпендикулярній осі вала 1, а шипи  $A_2$  і  $B_2$  – у площині  $O_2O_2$ , перпендикулярній осі вала 2. Якщо вал 1 повернеться на кут  $\alpha_1$ , вал 2 повернеться на кут  $\alpha_2$ , причому:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{tg} \alpha_2 \cos \gamma, \quad (9.12)$$



а – умови шарніра рівних кутових швидкостей;  
 б – умови жорсткого шарніра нерівних кутових швидкостей;  
 1 – вал, розташований до шарніра; 2 – вал, розташований після шарніра;  
 А – точка контакту валів 1 і 2;  $A_1, B_1, A_2, B_2$  – шипи хрестовини;  
 $OO$  – бісекторна площина

Рисунок 9.13 – Схеми карданних шарнірів

Продиференціювавши залежність (9.12), одержимо:

$$\omega_1 / \cos^2 \alpha_1 = \omega_2 \cos \gamma / \cos^2 \alpha_2, \quad (9.13)$$

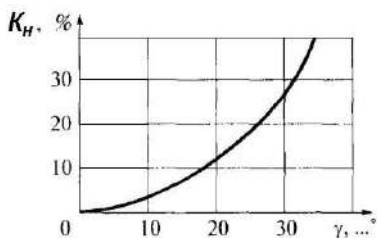
і після перетворень:

$$u_k = \omega_1 / \omega_2 = \cos \gamma (1 + \sin^2 \alpha_1 \operatorname{tg}^2 \gamma) \geq 1, \quad (9.14)$$

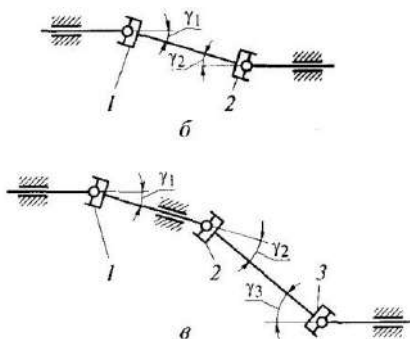
з (9.14) випливає, що  $\omega_1 \neq \omega_2$ , причому коефіцієнт нерівномірності  $K_H$  (рис. 9.14, а) при кутах  $\gamma < 10^\circ$  невеликий:

$$K_H = (\omega_{2\max} - \omega_{2\min}) / \omega_1 = 1 / \cos \gamma - \cos \gamma. \quad (9.15)$$

При двох шарнірах з валами, що лежать в одній площині, нерівномірне обертання карданного вала (рис. 9.14, б) можна перетворити в рівномірне обертання веденого вала, якщо поставити другий шарнір з кутом зламу  $\gamma_2 = \gamma_1$  причому вилки шарнірів нерівномірно обертового вала  $K$  повинні лежати в одній площині. Це правило слушне для будь-якого парного числа шарнірів. Веденим валом будемо вважати вал, розташований після останнього шарніра.



а



в

1, 2, 3 – шарніри; в – кут зламу шарніра

Рисунок 9.14 – Коефіцієнт нерівномірності обертання карданного вала (а) і схеми карданної передачі із двома шарнірами (б) та із трьома шарнірами (в)

Якщо при двох шарнірах ведучий і ведений вали не лежать в одній площині, тоді умови, що забезпечують синхронність обертання цих валів, визначають у такий спосіб.

Проводять першу площину через ведучий і карданний вали й другу площину – через ведений і карданний вали. Необхідно, щоб вилка шарніра, з'єднаного із ведучим валом, лежала в першій площині, а вилка шарніра, з'єднаного з веденим валом, лежала в другій площині. Крім того, необхідно, щоб  $\gamma_2 = \gamma_1$ .

**При трьох шарнірах** з валами, що лежать в одній площині, рівномірне обертання веденого вала забезпечується при виконанні рівняння, у якому перемножуються косинуси кутів тих шарнірів, вилки яких розташовані однаково. Наприклад, для схеми по рис. 9.14, в:

$$\cos \gamma_1 \cos \gamma_2 = \cos \gamma_3, \quad (9.16)$$



Якщо розгорнути на  $90^\circ$  вилки шарніра 2, умова (9.16) прийме вигляд:

$$\cos \gamma_1 = \cos \gamma_2 \cos \gamma_3, \quad (9.17)$$

Якщо крім того, розгорнути на  $90^\circ$  вилки шарніра 5, умова (9.16) прийме вигляд:

$$\cos \gamma_1 \cos \gamma_3 = \cos \gamma_2, \quad (9.18)$$

Схема сил, що діють на вилки й хрестовину шарніра нерівних кутових швидкостей (без обліку ККД) наведена на рис. 9.15. Значення цих сил:

$$P_1 = M_1/2R, \quad (9.19)$$

$$P_2 = P_1 u_k, \quad (9.20)$$

$$T_1 = P_1 \sin \alpha_1 \operatorname{tg} \gamma, \quad (9.21)$$

$$T_2 = P_1 \cos \alpha_1 \sin \gamma \sqrt{u_k / \cos \gamma}, \quad (9.22)$$

$$Q_1 = \sqrt{P_1^2 + T_1^2}, \quad (9.23)$$

$$Q_2 = \sqrt{P_2^2 + T_2^2} \quad (9.24)$$

Максимальні значення  $Q_{1\max}$ ,  $T_{1\max}$ ,  $P_{2\max}$  будуть при  $\alpha_1 = 90^\circ$ , а  $Q_{2\max}$  і  $T_{2\max}$  при  $\alpha_1 = 0$ .

Момент на хрестовині  $M = 2RQ$  – крутний, на першій вилці  $M_1 = 2RP_1$  – крутний і  $M_{1н} = 2RT_1$  – згинаючий, на другій вилці  $M_2 = 2RP_2$  – крутний і  $M_{2н} = 2RT_2$  – згинаючий.

Реактивний момент на ведучому валу:

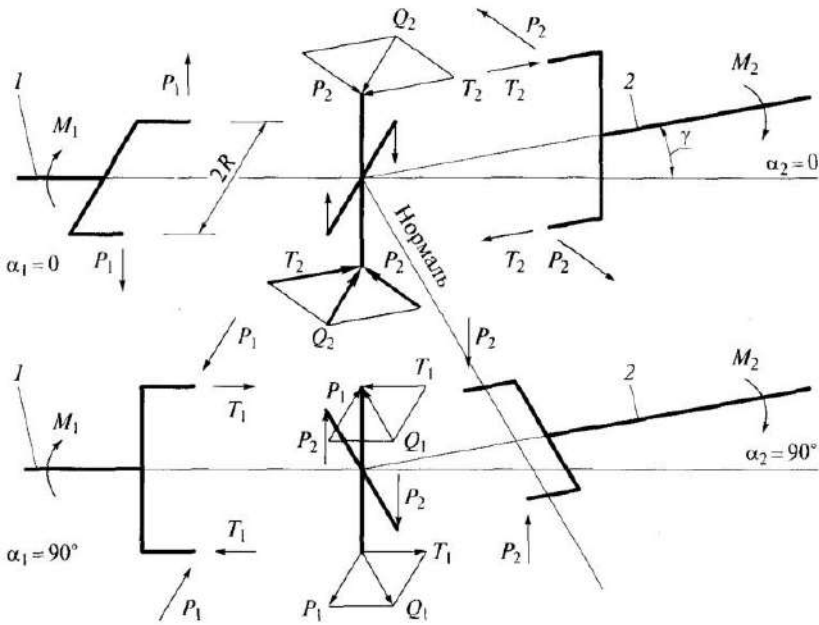
$$M_3 = M_2 - M_1 = M_1(u_k - 1) \geq 0, \quad (9.25)$$

при зміні  $u_k \geq 1$ . Проміжний вал двошарнірної карданної передачі не має реактивного моменту, якщо  $\gamma_2 = \gamma_1$  і вилки його шарнірів лежать в одній площині.

Крім того, на валу 2 виникає пульсуючий крутний момент  $M_j$  через те, що  $d\omega_2/dt \neq 0$ , причому:

$$M_J = J_{KB2} d\omega_2/dt, \quad (9.26)$$

де  $J_{KB2}$  – момент інерції вала 2.



1 – вал, розташований до шарніра; 2 – вал, розташований після шарніра;  
 $M$  – крутний момент;  $P$  – окружна сила;  $T$  – осьова сила;  
 $Q$  – сумарна сила на хрестовині

Рисунок 9.15 – Схема сил у твердому шарнірі  
 нерівних кутових швидкостей

Момент  $M_J$  тим більше, чим більше кут зламу  $\gamma$ , а значить і  $d\omega_2/dt$ . Таким чином, карданна передача може стати досить потужним джерелом крутильних вібрацій.

У **кульковому шарнірі з ділильними канавками** – шарнірі «Вейса» (рис. 9.16) прийняте  $OO_1 = OO_2$  і  $R_1 = R_2$  кульок лежать у бісекторній площини  $OO$ , а виходить,  $\omega_2 = \omega_1$ . Крутний момент з вала 1 на вал 2 передається тільки двома кульками, причому:

$$P = M_{кр}/(2R'), \quad (9.27)$$

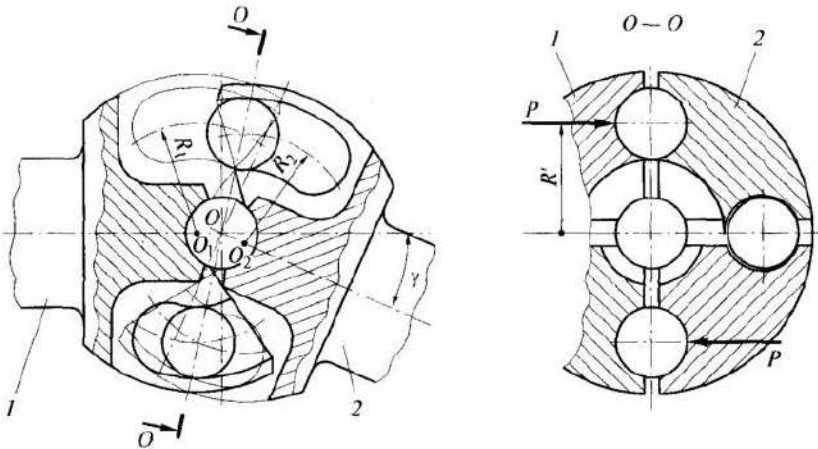
$$R' = R \cos(\varphi + 0,5\gamma); \quad (9.28)$$

$$\varphi = \arcsin(a/R); \quad (9.29)$$

$$OO_1 = OO_2 = a; \quad (9.30)$$

$$R_1 = R_2 = R. \quad (9.31)$$

У кульковому шарнірі з ділительним важільцем – шарнірі «Рцеппа» (рис. 9.17) застосований важілець 4, який, впливаючи на сепаратор 3 зрушує кульки в бісекторну площину  $OO$ , якщо  $\beta = \gamma/2$ .



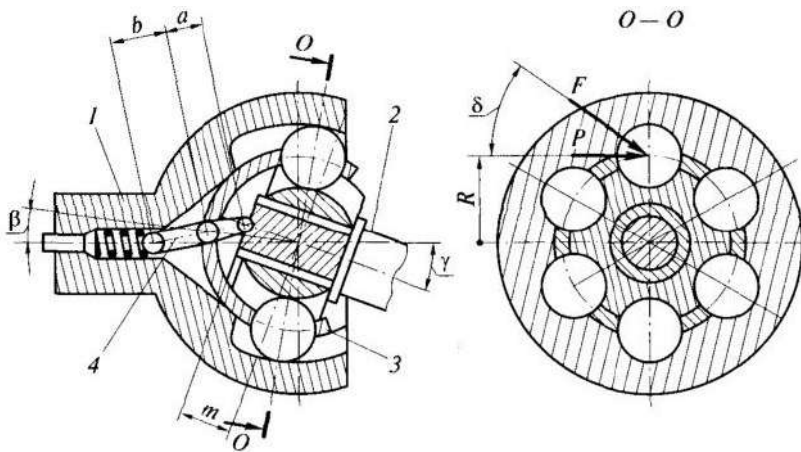
1 – ведучий вад; 2 – ведений вал;  
 $OO$  – бісекторна площина;  $P$  – окружна сила

Рисунок 9.16 – Кульковий шарнір з ділительними канавками

Розміри  $a$ ,  $b$ ,  $t$  підбирають так, щоб у широкому діапазоні змін кута  $\gamma$  забезпечити значення  $\beta$ , близькі до  $\gamma/2$ . При цьому нерівномірність обертання незначна. У цьому шарнірі всі кульки передають навантаження, причому навантаження на одну кульку:

$$F = M_1/(Rncos \delta), \quad (9.32)$$

де  $n$  – кількість всіх кульок;  $\delta = 40^\circ$ .



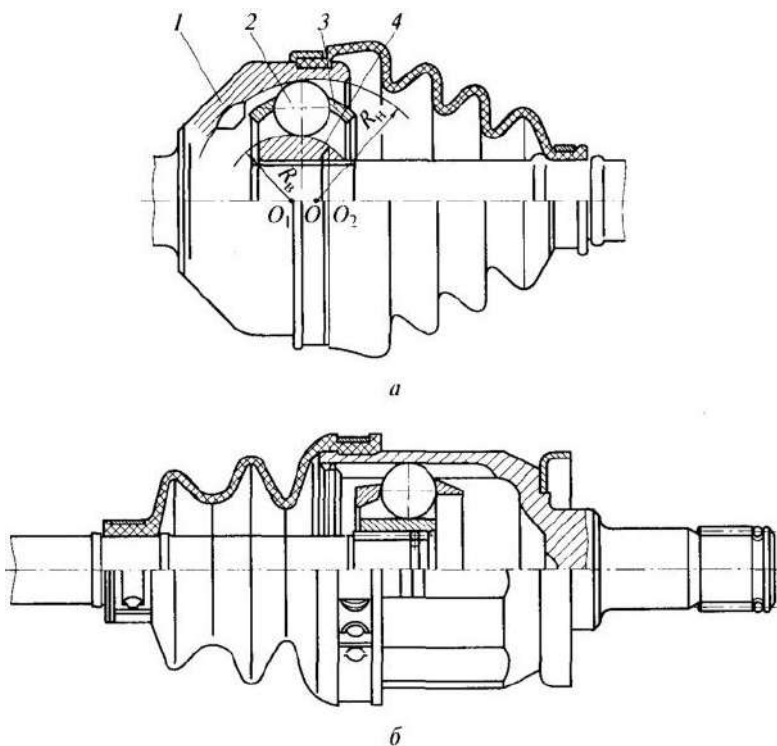
1 – ведучий вал; 2 – ведений вал; 3 – сепаратор; 4 – важільць;  
 OO – бісекторна площина; P – окружна сила;  
 F – навантаження на кульку

Рисунок 9.17 – Кульковий шарнір з ділильним важільцем

**Шарніри типу «Бірфільд»** (рис. 9.18) часто застосовують для привода передніх ведучих коліс легкових автомобілів.

Їх два в приводі до кожного колеса при незалежній підвісці. Кожний з них складається із чашки 1, кульок 2, сепаратора 3, зірочки 4. Шарнір, близький до колеса (рис. 9.18, а), являє собою шарнір з ділильними канавками ( $OO_1 = OO_2$ ,  $R_1 = R_3$  – відстані від  $O_1$  або  $O_2$  до центру кульки), але тут канавки не бічні, як у шарніра на рис. 9.4, а радіальні, як у шарніра на рис. 9.5, але без слабкої ланки цього шарніра – важільця 3.

Внутрішні канавки на рис. 9.6, а обмежені радіусом  $R_v$ , зовнішні канавки обмежені радіусом  $R_n$ . Ці радіуси проведені не з одного центру, а із центрів  $O_1$  і  $O_2$  забезпечуючи змінну глибину канавок. Центрування (поворот навколо центру  $O$ ) здійснюється сепаратором 3. Таким чином, у цьому шарнірі з'єднані переваги шарнірів, показаних на рис. 9.16 і 9.17, і виключені їхні недоліки. Шарнір, далекий від колеса, виконує, крім основного призначення, функції пристрою, що компенсує, для чого його зовнішні канавки виконані не по радіусу  $R_n$ , а паралельними поздовжньої осі (рис. 9.18, б).



а – звичайний: 1 – чашка; 2 – кулька; 3 – сепаратор;  
4 – зірочка; б універсальний

Рисунок 9.18 – Кульковий шарнір типу «Бірфільд»

Коефіцієнт корисної дії карданних шарнірів  $\eta_{к.ш}$  залежить від кута  $\gamma$  і дорівнює 1,0...0,99 для жорсткого шарніра нерівних кутових швидкостей при  $\gamma = 0...15^\circ$ ; для кулькових шарнірів рівних кутових швидкостей при  $\gamma = 25^\circ$  ККД дорівнює 0,98.

### 9.5 Вібрації карданних передач

Розглянемо умову рівноваги  $\sum P_n = 0$  обертового карданного вала, вважаючи, що його кінці, установлені в опорах, не мають поперечних переміщень. Відцентрова сила:

$$F = m(y + a)\omega^2, \quad (9.33)$$

викликає додатковий прогину при зсуві на величину  $a$  центру ваги через дисбаланс ( $m$  – маса вала). Сила  $F$  врівноважується силою пружності вала:

$$P = cyEJ_p/l^3, \quad (9.34)$$

де  $c$  – коефіцієнт, що залежить від характеру навантаження й типу опор;

$J_p$  – полярний момент інерції перетину,  $\text{см}^4$ ;

$l$  – довжина вала,  $\text{см}$ .

З умови  $F = P$  одержуємо:

$$y = m\omega^2/(cyEJ_p/l^3 - m\omega^2). \quad (9.35)$$

З рівняння (9.35)  $y = \infty$  (відбудеться розрив карданного вала), якщо знаменник буде дорівнювати нулю. Отже, критична кутова швидкість:

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{cEJ_p/(ml^3)}. \quad (9.36)$$

Для вала, що вільно лежить в опорах і рівномірно навантаженого по довжині,  $c = 100$ , для вала із затисненими кінцями  $c = 20$ . Оберемо  $c = 100$  з (9.36) для суцільного вала з діаметром:

$$D(J_p = \pi D^4/64, m = l\rho\pi D^2/4), \quad (9.37)$$

одержимо:

$$n_{\text{кр}} = 12 \cdot 10^4 D/l^2, \quad (9.38)$$

де  $D$  і  $l$  дані в м.

Для трубчастого вала:

$$J_p = \pi(D^4 - d^4)/64, m = l\rho\pi(D^2 - d^2)/4, \quad (9.39)$$

$$n_{\text{кр}} = 12 \cdot 10^4 \sqrt{D^2 - d^2}/l^2, \quad (9.40)$$

Щоб уникнути руйнування карданного вала необхідно, щоб  $n_{\text{макс}}$ , що відповідає  $v_{a \text{ макс}}$ , було в 1,5-2 рази нижче, чим  $n_{\text{кр}}$ . Однак

спостерігалися поломки карданного вала й подовжувача коробки передач і в цьому випадку.

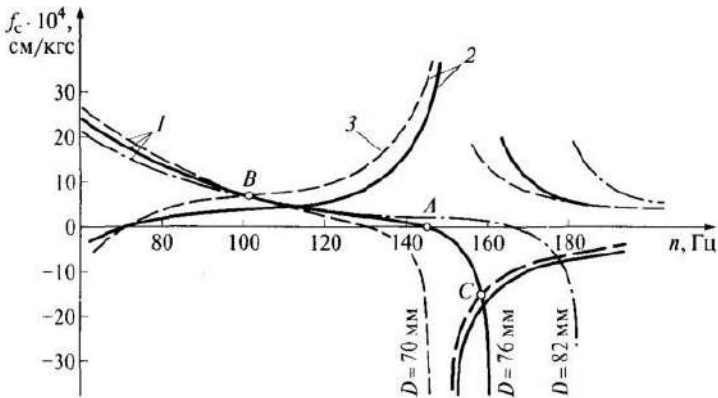
Виявилося, що коливань (вібрації) зазнає не тільки карданний вал, але й силовий агрегат з карданною передачею. При цьому можливо кілька резонансних форм коливань. На рис. 9.19 наведена залежність питомих переміщень:

$$\bar{f} = f/P, \quad (9.41)$$

де  $P$  – збурююча сила, від частоти коливань  $n$  у герцах.

Точки В і С відповідають резонансним коливанням силового агрегату й карданного вала, точка А – резонансним коливанням тільки карданного вала з нульовими переміщеннями по передньому й задньому шарнірах. Режиму А відповідає рівняння (9.40), але режим У настає при менших частотах.

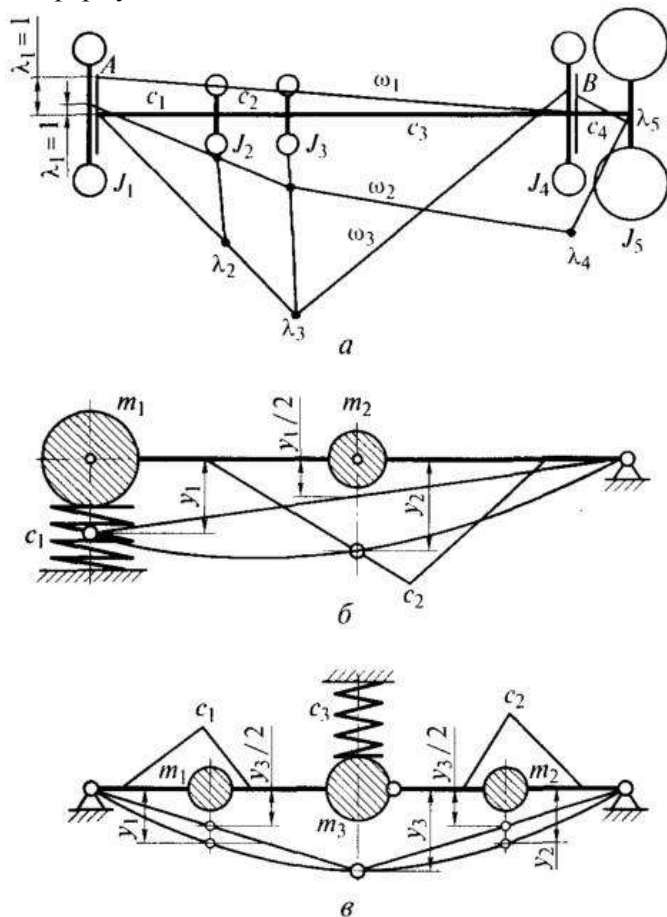
З рис. 9.7 видно, що збільшення діаметра карданного вала, дійсно, суттєво зрушує точку А, але не впливає практично на положення точки В. Зсув точки В забезпечується підвищенням жорсткості силового агрегату. Рекомендується забезпечувати  $n_{\max}$  нижче точки В приблизно на  $600 \text{ хв}^{-1}$  (10 Гц).



- 1 – карданної передачі; 2 – силового агрегату;  
 3 – силового агрегату з меншою жорсткістю;  
 А, В, С – резонансні режими

Рисунок 9.19 – Залежність питомої переміщення  $f$  від частоти коливань  $n$  при вібрації

Розрахунки коливань трансмісії й силового агрегату в цей час проводять із використанням ЕОМ. У якості прикладів на рис. 9.20 наведені різні розрахункові схеми. На рис. 9.20, а представлена наведена п'ятимасова динамічна схема трансмісії автомобіля з колісною формулою 4x2.



*a* – трансмісії; *б* – карданної передачі з подовжувачем коробки передач; *в* – карданної передачі із проміжною опорою;  $\lambda$  – відносне переміщення (при  $\lambda_1 = 1$ );  $\omega$  – власна частота коливань;  $m$  – маса;  $y$  – переміщення

Рисунок 9.20 – Схеми для визначення критичних частот при згинних коливаннях



Встановлено, що найбільший вплив на трансмісію виявляють одне, двох, тривузлові форми коливань, що дозволяє розглядати систему з обмеженим числом мас. Демпфірування не враховане, тому що при визначенні власних частот ним можна зневажити. При цьому передбачається також, що ковзання в зчепленні й у контакті коліс із дорогою відсутнє.

Моменти інерції мас:  $J_1$  – двигуна й ведучих частин зчеплення;  $J_2$  – деталей коробки передач і половини карданного вала;  $J_3$  – другої половини карданного вала й головної передачі з диференціалом;  $J_4$  – ведучих коліс;  $J_5$  – автомобіля (без обліку обертових мас) і ведених коліс.

У коефіцієнтах  $c_1$ - $c_4$  враховані твердості демпфера крутильних коливань, валів, півосей, шин ведучих коліс. Рівняння рівноваги для цієї системи будуть мати такий вигляд:

$$J_1\ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0, \quad (9.42)$$

$$J_2\ddot{\varphi}_2 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0, \quad (9.43)$$

$$J_3\ddot{\varphi}_3 - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) = 0, \quad (9.44)$$

$$J_4\ddot{\varphi}_4 - c_3(\varphi_3 - \varphi_4) + c_4(\varphi_4 - \varphi_5) = 0, \quad (9.45)$$

$$J_5\ddot{\varphi}_5 - c_4(\varphi_4 - \varphi_5) = 0, \quad (9.46)$$

Розв'язок цієї системи рівнянь можна записати у вигляді

$$\varphi_i = \lambda_i \sin(\omega_i t + \alpha_i), \quad (9.47)$$

де  $\lambda_i$  – максимальна амплітуда  $i$ -ї маси;

$\omega_i$  – кутова частота;

$\alpha_i$  – фазовий кут.

Підставивши значення  $\varphi$  та їх другі похідні в систему з п'яти рівнянь, одержуємо наступну систему рівнянь:

$$-\lambda_1(c_1 - J_1\omega^2) - c_1\lambda_2 = 0, \quad (9.48)$$

$$-\lambda_1c_1 + \lambda_2(c_1 + c_2 - J_2\omega^2) - c_2\lambda_3 = 0, \quad (9.49)$$

$$-\lambda_2c_2 + \lambda_3(c_2 + c_3 - J_3\omega^2) - c_3\lambda_4 - c_3\lambda_5 = 0, \quad (9.50)$$

$$-\lambda_3c_3 + \lambda_4(c_3 + c_4 - J_4\omega^2) + c_3\lambda_5 - c_4\lambda_5 = 0, \quad (9.51)$$

$$-\lambda_4 c_4 + \lambda_4 (c_4 - J_5 \omega^2) = 0, \quad (9.52)$$

За допомогою цієї системи можна визначити власні частоти й відносні переміщення мас. Ухвалюючи умовно  $\lambda_1 = 1$ , одержимо відносні переміщення кожної маси на відповідних частотах. Для кожної власної частоти амплітуди коливань утворюють певну сукупність величин, названу формою коливань. На рис. 9.8, а наведені форми коливань на частотах  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ .

Кожна з мас робить складний коливальний рух, який є накладенням головних коливань різних частот. Теорія лінійних коливань будується як теорія головних коливань, що виключає необхідність одночасного розгляду всієї сукупності коливань і дає можливість вивчати головні коливання відособлено, з наступним використанням принципу накладення.

Одним з основних збудників резонансних явищ у трансмісії автомобіля є поршневий двигун з його періодично мінливим крутним моментом. При розрахунках коливань криву крутного моменту двигуна у функції кута повороту колінчастого вала за допомогою рядів Фур'є розкладають на окремі складові із частотами, кратними нижчої частоті сумарного моменту. З векторів моментів будують фазові діаграми, які й використовують при аналізі коливань.

На деяких легкових автомобілях застосовують для зменшення довжини карданного вала коробки передач із подовжувачем. Розрахункова схема з урахуванням пружності передньої опори й жорсткої задньої опори карданної передачі наведена на рис. 9.20, б. Рівняння рівноваги цієї двомасової системи будуть мати вигляд:

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1 y_1 - 0,5 c_2 (y_2 - y_1/2) = 0, \quad (9.53)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + 0,5 c_2 (y_2 - y_1/2) = 0, \quad (9.54)$$

де  $m_1$  – маса подовжувача й переднього карданного шарніра;  
 $m_2$  – маса карданного вала;  
 $c_1, c_2$  – жорсткість подовжувача й карданного вала відповідно.

Прийнявши  $y_1 = A_1 \sin \omega t$  і  $y_2 = A_2 \sin \omega t$  і підставивши їх у

рівняння рівноваги, одержимо рівняння власних кутових частот:

$$\omega^4 - A\omega^2 + B = 0, \quad (9.55)$$

де

$$A = [(2c_1 + c_2)/2m_1] + c_2/m_2, \quad (9.56)$$

$$B = c_1c_2/m_1m_2, \quad (9.57)$$

Розв'язок рівняння (9.55) дає дві власні кутові частоти, одна з яких пов'язана з піддатливістю подовжувача. При великій піддатливості подовжувача система може ввійти в резонанс при русі автомобіля, що викличе підвищені вібрації, шум і призведе до порушення роботи карданної передачі й навіть до поломок подовжувача.

Рівняння рівноваги для карданної передачі з еластичною проміжною опорою (рис. 9.20, в) мають вигляд:

$$m_1\ddot{y}_1 + c_1(y_1 - y_2/2) = 0, \quad (9.58)$$

$$m_2\ddot{y}_2 + c_2(y_2 - y_3/2) = 0, \quad (9.59)$$

$$m_3\ddot{y}_3 + c_3y_3 - c_1(y_1 - y_2/2) - c_2(y_2 - y_3/2) = 0, \quad (9.60)$$

де  $m_1, m_2, c_1, c_2, y_1, y_2$  – маса, жорсткість і прогин відповідно першого й другого карданних валів;

$m_3$  – сумарна маса проміжної опори й карданного шарніра;

$c_3, y_3$  – жорсткість і прогин проміжної опори.

Прийнявши  $y_n = A_n \sin \omega t$  и підставивши їх у рівняння рівноваги, одержимо після перетворень рівняння власних кутових частот:

$$\omega^6 - A\omega^4 + B\omega^2 + C = 0, \quad (9.61)$$

Розв'язок цього рівняння дає три власні кутові частоти, одна з яких при збігу з кутовою швидкістю вала призводить до резонансу. Самою низкою із трьох частот є частота, безпосередньо пов'язана із проміжною опорою. Тому жорсткість проміжної опори повинна бути такою, щоб збурювання від

двигуна не призводило до резонансів при русі автомобіля.

## 9.6 Карданні передачі півосей

Півосі не відносяться до карданних передач, але як і карданні передачі вони входять у трансмісію й призначені для передачі крутного моменту на відносно великі відстані, зазвичай від диференціала до ведучих некерованих коліс при залежній підвісці (при незалежній підвісці крутний момент на ведучі колеса передається карданними передачами із шарнірами нерівних кутових швидкостей – на некеровані колеса, та із шарнірами рівних кутових швидкостей – на керовані колеса). Залежно від навантажень, випробовуваних півосями, прийнятий розподіл їх на напіврозвантажені (рис. 9.21, а), на три чверті розвантажені (рис. 9.21, в) і повністю розвантажені (рис. 9.21, б).

Напіврозвантажена піввісь сприймає всі зусилля й моменти, передані від дороги. На три чверті розвантажена піввісь сприймає також усі зусилля й моменти, крім згинальних моментів, які частково сприймаються балкою мосту.

Повністю розвантажена піввісь повинна передавати тільки крутний момент. Однак через деформації балки, зсуву шлицьових кінців та інших причин, виникають напруги вигину. Зазвичай повністю розвантажені півосі застосовуються на вантажних автомобілях.

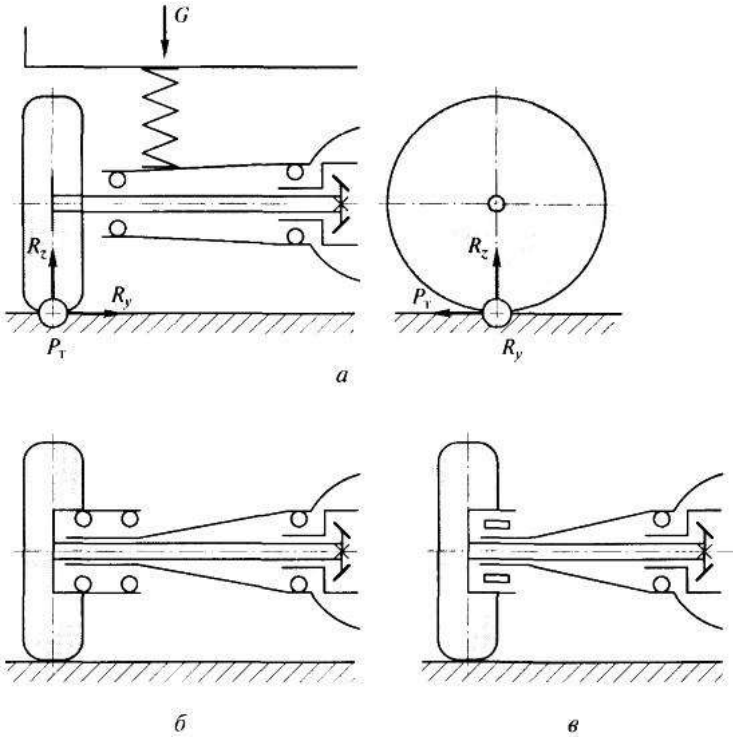
**Напіврозвантажену піввісь** розраховують на крутіння й вигин так само, як балку мосту для трьох випадків навантаження: прямолінійного руху, заносу, динамічного навантаження. Напіврозвантажена піввісь зазвичай руйнується в небезпечному перерізі під підшипником.

**При прямолінійному русі розраховують:** сумарний згинальний момент від вертикальної  $R_z$  і горизонтальної  $P_\tau = \varphi R_z$ , сил (при  $\varphi = 0,9$ ):

$$M_{\text{н}} = b\sqrt{R_z^2 + P_m^2}, \quad (9.62)$$

крутний момент:

$$M_{\text{кр}} = P_\tau r_k, \quad (9.63)$$



а – напіврозвантажена; б – повністю розвантажена;  
 в – розвантажена на три чверті;  $G$  – вертикальне навантаження  
 на балку моста;  $R$  – реакції дороги;  $P_T$  – сила тяги

Рисунок 9.21 – Схеми півосей

складна напруга:

$$\sigma_{\text{сл}} = \left( \sqrt{M_{\text{н}}^2 + M_{\text{кр}}^2} \right) / (0,1d^3), [\sigma_{\text{сл}}] = 800 \text{ МПа}, \quad (9.64)$$

**При заносі вправо розраховують** згинальні моменти на правому і лівому колесах:

$$M_{\text{н,л}} = R_{\text{у,л}}r_{\text{к}} - R_{\text{з,л}}b, \quad M_{\text{н,пр}} = R_{\text{у,пр}}r_{\text{к}} + R_{\text{з,пр}}b, \quad (9.65)$$

**При динамічному навантаженні розраховують:**  
 вертикальне навантаження:

$$R_{z,l}k_d = R_{z,пр}k_d, \quad (9.66)$$

де  $k_d = 1,5 \dots 3,0$  - коефіцієнт динамічності;  
горизонтальне навантаження:

$$R_{z,l}k_d\varphi = R_{z,пр}k_d\varphi, \quad (9.67)$$

де  $\varphi = 1$ ;  
навантаження що скручує:

$$M_{кр} = R_{z,l}k_d\varphi r_k = R_{z,пр}k_d\varphi r_k, \quad \tau = M_{кр}/W_{кр}, \quad [\tau] = 600 \text{ МПа}, \quad (9.68)$$

Шліци на кінцях півосі розраховують на зріз і зминання при  $[\tau] = 75 \text{ МПа}$  і  $[\sigma_{см}] = 200 \text{ МПа}$ .

**Повністю розвантажену й розвантажену на три чверті півосі** розраховують тільки на крутіння й на жорсткість. Розвантажена піввісь зазвичай руйнується в місці початку шліців. Напруга крутіння:

$$\tau = P_T r_k / (0,2d^3), \quad (9.69)$$

Кут закручування півосі:

$$\theta = 180 P_T r_k l / (\pi G J_p), \quad (9.70)$$

де  $G = 8,5 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ ;

$J_p = \pi d^4 / 64$  – полярний момент інерції перетину.

Зазвичай кут закручування що допускається, становить не більше  $10^\circ$  на 1 м довжини вала.

## 9.7 Розрахунки на працездатність

**Розрахункові навантаження.** Розрахунки на утомну міцність карданних передач і півосей проводять залежно від умов експлуатації, розрахунки на статичну міцність для карданної передачі, розташованої за коробкою передач:

$$M_{к,р} = k_d M_{e\max} u_{1к,р}, \quad (9.71)$$

або по зчепленню з дорогою, якщо  $M_{к.р} > M_{к.ф}$ . Для карданних передач привода до ведучих коліс враховується частка переданого моменту. Розрахунки на статичну міцність півосей вже були наведені вище.

**Матеріали.** Вилки, хрестовини карданних шарнірів зазвичай виготовляють зі середньовуглецевих легованих сталей 18ХГТ, 30Х та інших, трубчасті карданні вали – з мало або середньовуглецевих сталей 15, 20, 40. Суцільні карданні вали в приводі до ведучих керованих коліс виготовляють із легованої сталі. В останні роки іноді застосовують трубчасті карданні вали, виготовлені з композиційних матеріалів: склопластиків, вуглепластиків або боропластиків, що мають при тій же міцності в 4 рази меншу щільність, ніж у сталі.

**Розрахунки.** Карданний вал розраховують на крутіння, а також перевіряють на вигинні коливання, на кут закручування й на осьове навантаження. Шліци пристрою, що компенсує, перевіряють на зминання й зріз.

У карданному шарнірі нерівних кутових швидкостей розраховують шипи хрестовини на вигин, зріз і зминання, вилки – на вигин і крутіння.

Голчасті підшипники підбирають по максимально припустимому навантаженню.

У кулькових карданних шарнірах рівних кутових швидкостей розраховують поверхні контакту з кульками на контактні напруги.

Розрахунки на утомну міцність виконують зазвичай для тих металевих деталей автомобіля, які мають відносно малу жорсткість і працюють при змінних навантаженнях, а саме: вали карданних передач, півосі, пружні пристрої підвіски.

Ці розрахунки роблять по навантажувальних режимах, що відповідають характерним для даного автомобіля умовам експлуатації з обліком їх тривалості. Підраховані при цьому еквівалентні напруги, що характеризують утому даної деталі, використовують для визначення довговічності. Для розрахунків на утомну міцність необхідно мати статистичні дані, збір яких досить трудомісткий і вимагає значних витрат часу.

Критеріями утомної міцності так само, як і критеріями

статичної міцності, можуть бути коефіцієнти запасу міцності, які зазвичай дорівнюють 1,1...1,5 і обумовлені по граничних або по допустимих напруженнях.

Якщо умови експлуатації відомі, тоді можна використовувати наступний **порядок розрахунків**.

1. Встановити класифікацію умов експлуатації для даного автомобіля (тип дороги, корисне навантаження, швидкісний режим, тощо).

2. Записати навантажувальний режим даної деталі в умовах дорожніх випробувань і побудувати кореляційні таблиці для кожної із прийнятих умов експлуатації.

3. Побудувати криві розподілу навантаженості деталі для кожної із прийнятих умов експлуатації.

4. Побудувати криві утоми при використанні даних по стендових випробуваннях.

5. Обчислити кореляційні рівняння довговічності.

6. Підрахувати коефіцієнт запасу утомної міцності й граничний термін служби деталі (у км пробігу) для кожної із прийнятих умов експлуатації.

7. Підрахувати граничний термін служби деталі (у км пробігу) для змішаних умов експлуатації.

**Карданний вал** випробовують на згин, скручування і осьові навантаження. Для зменшення згинаючих навантажень карданний вал у зборі піддають динамічному балансуванню з точністю  $(15...25) \cdot 10^{-4}$  Нм ( $15...25$  Г·см) для вантажних автомобілів вантажопідйомністю нижче 5 т і  $100 \cdot 10^{-4}$  Нм – при вантажопідйомності 5 т і вище,  $(10...20) \cdot 10^{-4}$  Нм – для легкових автомобілів.

Крім того, перевіряють биття карданного вала в зборі з підшипниками. Припустиме биття зазвичай становить 0,1...0,3 мм для легкових автомобілів і 1...2 мм для вантажних. Проте карданний вал перевіряють на критичну частоту обертання по рівнянню (9.40). При створенні нових моделей легкових автомобілів проводять розрахунки коливань трансмісії й силового агрегату.

Також розраховують:

напругу крутіння трубчастого вала



$$\tau = 5M_{кр}D/(D^4 - d^4), [\tau] = 120 \text{ МПа}, \quad (9.72)$$

напругу крутіння суцільного вала

$$\tau = 5M_{кр}/D^3, [\tau] = 400 \text{ МПа}. \quad (9.73)$$

При передачі крутного моменту карданний вал закручується на кут:

$$\theta = 180M_{кр}l/(\pi GJ_p), \quad (9.74)$$

де  $J_p$  – момент інерції перетину вала;

$G = 8,5 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ - модуль пружності при крутінні.

Зазвичай кут закручування що допускається, становить не більше  $8^\circ$  на 1 м довжини вала.

Крутний момент може призвести до зминання й зрізу шліців вала. Напругу зминання шліців (сила зминання прикладена до середнього діаметра) визначають по формулі:

$$\sigma_{см} = 8M_{кр}/(d_{ш.лн}^2 - d_{ш.вн}^2)l_{ш}n_{ш}, [\sigma_{см}] = 20 \text{ МПа}, \quad (9.75)$$

де  $l_{ш}$  – довжина шліців;

$n_{ш}$  – кількість шліців.

Напруга зрізу шліців (вважаючи, що шліці зрізуються по їхньому внутрішньому діаметру) визначають по формулі:

$$\tau_{зр} = M_{кр}/(d_{ш.вн}l_{ш}b_{ш}n_{ш}), [\tau_{зр}] = 30 \text{ МПа}. \quad (9.76)$$

Осьові навантаження виникають у з'єднанні що компенсує, при зміні відстані між карданними шарнірами. Навіть при великій кількості змащення часто вона не втримується на поверхнях тертя й переміщення відбуваються в умовах граничного тертя. При цьому коефіцієнт тертя  $\mu = 0,2$ , а з появою задирів зростає до 0,4. Великі осьові сили створюють додаткові навантаження на карданні шарніри, підшипники коробки передачі і головної передачі.

Осьові сили є однією з основних причин того, що

довговічність карданних передач в 2-3 рази нижче, чим в основних агрегатів автомобіля. Осьову силу можна визначити як:

$$Q = 4M_{кр} \mu / (d_{ш.н} + d_{ш.вн}). \quad (9.77)$$

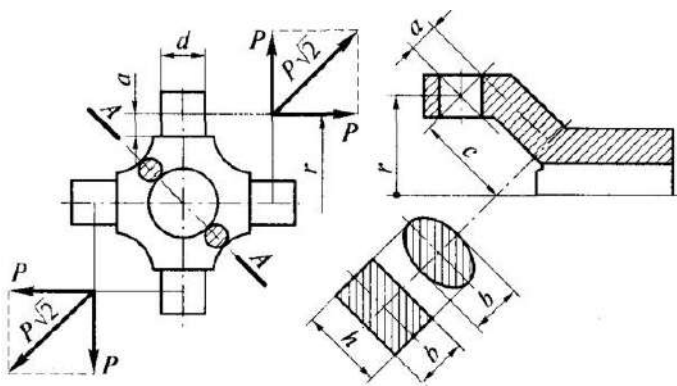
Зменшити коефіцієнт тертя в 3 рази можна, застосувавши покриття шліців полімерними матеріалами. Однак полімерна плівка не завжди надійно втримується на поверхнях тертя.

Іноді застосовують з'єднання що компенсує, у якому тертя ковзання замінене тертям катання завдяки використанню роликів або голок, осі яких розташовуються перпендикулярно осі вала. При цьому коефіцієнт тертя зменшується в 20 раз.

*Карданний шарнір нерівних куткових швидкостей* розраховують у наступному порядку.

Напряга вигину шипу хрестовини (рис. 9.22):

$$\sigma = M_{кр} a / (2r \cdot 0,1 d^3), \quad [\sigma] = 300 \text{ МПа}, \quad (9.78)$$



$P$  – окружні сили;  $a, b, c, d, h, r$  – розміри

Рисунок 9.22 – Розрахункова схема хрестовини й вилки жорсткого шарніра нерівних куткових швидкостей

Напряга зрізу шипу хрестовини:

$$\tau = 2M_{кр} / (\pi d^2 r), \quad [\tau] = 80 \text{ МПа}. \quad (9.79)$$

Напряга хрестовини на розрив у перетині  $A-A$  із площею  $F$ :

$$\sigma_p = 0,7 M_{кр}/(rF), [\sigma_p] = 150 \text{ МПа}, \quad (9.80)$$

де коефіцієнт  $0,7 = \sqrt{2}/2$ , оскільки окружні сили  $P$  на сусідніх шипах мають різні напрямки дії.

Напруга вигину вилки:

$$\sigma = M_{кр}c/(2rW_{и}), [\sigma] = 80 \text{ МПа}, \quad (9.81)$$

де  $W_{и} = bh^2/6$  – момент опору при вигині для прямокутного перетину;

$W_{и} = bh^2/10$  – для еліптичного перетину.

Напруга крутіння вилки:

$$\tau = M_{кр}a/(2rW_{кр}), [\tau] = 150 \text{ МПа}, \quad (9.82)$$

де  $W_{кр} = \alpha hb^2$  – момент опору при крутінні для прямокутного перетину;

$W_{кр} = hb^2/5$  – для еліптичного перетину.

Коефіцієнт  $\alpha$  залежить від відношення  $h/b$

$h/b$ .....	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
$\alpha$ .....	0,208	0,231	0,246	0,258	0,267

Припустиме навантаження на голчасті підшипники:

$$P_{\max} = 7900 z_{и} l_{и} d_{и} / A, \quad (9.83)$$

$$A = \sqrt[3]{(n_M / u_{кп1}) \text{tg } \gamma}, \quad (9.84)$$

де  $z_{и}$  – кількість голок у підшипнику;

$l_{и}, d_{и}$  – довжина та діаметр голки;

$n_M$  – частота обертання вала двигуна при  $M_{e \max}$ .

**Кульковий шарнір з діляльними канавками** (рис. 9.16) розраховують виходячи з того, що в цьому шарнірі окружне

зусилля  $P$  передається двома кульками діаметром  $d$ , а допустиме напруження визначають по емпіричному вираженню:

$$[\sigma] \leq 5 \cdot 100 \sqrt[3]{P/d^2}, \quad (9.85)$$

$$P = M_{кр}/(2R'), \quad (9.86)$$

$$R' = R \cos(\varphi + 0,5\gamma), \quad (9.87)$$

$$\varphi = \arcsin(a/R). \quad (9.88)$$

**Кульковий шарнір з ділильним важільцем** (рис. 9.17) розраховують виходячи з того, що в цьому шарнірі всі кульки (на рис. 9.17 їх шість) передають окружне зусилля. Припустиме навантаження  $F$ , кН, на кульку визначають по емпіричній формулі:

$$[F] = 46d^2 \leq F, \quad (9.89)$$

де  $d = R/1,7$  – діаметр кульки, см;

$F = P/\cos\delta$ ,  $P = M_{кр}/(6R\cos\gamma)$  – окружна сила, що діє на одну із шести кульок.

### Питання для самоперевірки

1. В чому полягають особливості робочого процесу карданної передачі?
2. Як класифікують карданні передачі й карданні шарніри?
3. Перелічіть вимоги до карданних передач.
4. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до карданних передач?
5. В чому особливість схеми сил шарніра нерівних кутових швидкостей?
6. Які умови виникнення вібрацій карданної передачі й силового агрегату з карданною передачею?
7. Які заходи забезпечують зниження вібрацій карданної передачі?
8. В чому відмінність між півосями: розвантаженої, розвантаженої на три чверті й напіврозвантаженої?
9. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних

деталей карданних передач.

10. Які випробовування передбачені для карданного вала?
11. Назвіть порядок розрахунку карданних передач.
12. Які причини виникнення вібрацій карданних передач?

## 10 РУЛЬОВЕ УПРАВЛІННЯ

### 10.1 Класифікація рульових управлінь і вимоги до них

Рульове управління призначене для зміни напрямку руху автомобіля. Рульові управління колісних машин підрозділяються по наступних **основних класифікаційних ознаках**:

по способу повороту (рис. 10.1):

- керованими колесами;
- керованою віссю;
- складанням ланок;
- бортовим поворотом (примусовим обертанням ведучих коліс одного борту з іншою кутовою швидкістю, ніж у ведучих коліс іншого борту);

розташуванню місця водія:

- праве – при лівосторонньому русі;
- ліве – при правобічному русі.

Крім того, для рульового управління що одержало найбільше застосування на автомобілях з керованими колесами (воно складається з рульового колеса, рульового механізму, рульового привода, а також часто й підсилювача) виділяють класифікацію рульових механізмів і рульових приводів.

**Класифікація рульових механізмів:**

по типу передачі:

- механічний,
- гідравлічний (рульовий механізм або рульове управління);

передаточному числу:

- змінюване;
- незмінне;

оборотності:

- оборотний;
- на межі оборотності.

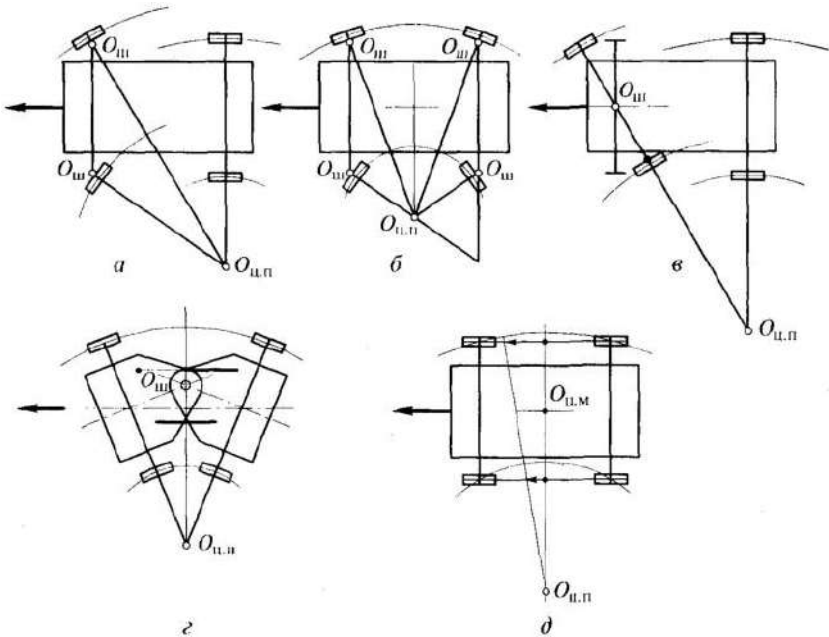
**Класифікація рульових приводів (рульових трапецій):**

по розташуванню:

- передня – перед віссю;
- задня – за віссю;

залежно від типу підвіски:

- цільна (при залежній підвісці);
- розрізна (при незалежній підвісці).



*a, б* – керованими колесами; *в* – керованою віссю;  
*г* – складанням ланок; *д* – бортовий поворот;  $O_{ш}$  – вісь шворня;  
 $O_{ш}$  – центр повороту,  $O_{ц.п}$  – центр мас

Рисунок 10.1 – Схеми типових способів повороту колісних машин

**Основні вимоги до рульового управління наступні:**

- забезпечення високої маневреності автомобіля;
- зручність і легкість управління, у тому числі мінімальна передача поштовхів від дороги на рульове колесо;
- відповідність радіуса повороту керуючому впливу водія;
- висока надійність;
- мінімальне бічне ковзання коліс при повороті автомобіля;
- стабілізація повернених керованих коліс;
- мінімальні вібрації, у тому числі відсутність автоколивань керованих коліс;

- кінематична погодженість із підвіскою.

Крім того, до рульових управлінь, як і до інших механізмів і систем автомобіля, пред'являють також **загальні вимоги:**

- забезпечення мінімальних розмірів і маси, висока надійність (тут вона виділена окремим пунктом, оскільки з механізмів і систем автомобіля рульове управління й гальмове управління насамперед впливають на безпеку руху);
- мінімальне обслуговування;
- технологічність.

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до рульових управлінь із керованими колесами.

**Висока маневреність** (малий радіус повороту й мала ширина коридору) забезпечується в основному зменшенням бази й збільшенням кута повороту керованих коліс. Зазвичай мінімальний радіус повороту легкових автомобілів становить 4,5...5,5 м, вантажних – 8...12 м. Маневреність суттєво поліпшується, якщо, крім передніх керованих коліс, використовуються ще й задні керовані колеса.

**Зручність і легкість управління**, як і для будь-якого органа управління, визначаються зручним розташуванням органа управління (рульового колеса), величиною його повного ходу (який не повинен перевищувати 5 обертів від одного до іншого крайнього положення), невисокими значеннями зусилля, необхідного для переміщення рульового колеса. Зазвичай вважається, що це зусилля не повинне перевищувати 100 Н для легкових автомобілів і 250 Н для вантажних. Зручність розташування визначається зокрема відповідністю розташування площини рульового колеса посадці водія.

**Відповідність радіуса повороту керуючому впливу водія** забезпечується в основному використанням жорсткого кінематичного зв'язку між керованими колесами й кермовим колесом. Крім того, сумарний люфт рульового колеса повинен перебувати в заданих мінімальних значеннях. При цьому керуючий вплив водія не повинен викликати бічних ковзань керованих і некерованих коліс.



**Висока надійність** рульового управління забезпечується в основному досить великими запасами по напругах у деталях рульового управління. Застосування дублюючих систем у рульовому керуванні, як і в гальмовому керуванні, поки не представляється можливим.

**Мінімальне бічне ковзання коліс** при повороті автомобіля забезпечується в основному застосуванням рульових трапецій у приводі керованих коліс, а при трьох і більше осях, крім того, розташуванням осей, що забезпечують мінімальне бічне ковзання. Менша висота профілю й більш широкий протектор шини зменшують кути відведення зовнішніх коліс при русі на повороті.

**Стабілізація повернених керованих коліс** забезпечується в основному при малих швидкостях руху застосуванням поперечного нахилу осі шворня, а при великих швидкостях руху – пружністю шин і поздовжнім нахилом осі шворня.

## 10.2 Робочий процес рульового управління

### **Основні параметри робочого процесу.**

При заданих значеннях радіуса обода рульового колеса  $r_{р.к}$ , передаточного числа  $u_{р.у}$  й ККД  $\eta_{р.у}$  рульового управління зусилля на кермовому колесі  $P_{р.к}$  пропорційне моменту  $M_c$  опору коліс повороту навколо осей шворнів:

$$P_{р.к} = M_c / (r_{р.к} u_{р.у} \eta_{р.у}), \quad (10.1)$$

Величина  $M_c$  суттєво залежить від маси автомобіля, що доводиться на керовані колеса, від коефіцієнта тертя коліс із дорогою, від швидкості руху автомобіля, зменшуючись в 1,5-2 рази зі збільшенням  $v_a$  від 0 до 20 км/год.

Зазвичай вважається, що при русі по асфальту з малою швидкістю  $P_{р.к}$  повинне бути для легкових автомобілів не більше 100 Н (з підсилювачем 20 Н), для вантажних автомобілів – не більше 250 Н (з підсилювачем 120 Н, а при його відмові – 500 Н).

Зазвичай радіус  $r_{р.к} = 0,18 \dots 0,22$  м для легкових автомобілів і  $0,22 \dots 0,3$  м для вантажних. Кінематичне передаточне число (по кутах повороту коліс  $\theta_k$  і рульового колеса  $\theta_{р.к}$ ):

$$u_{р.у} = u_{р.м} u_{р.п.}, \quad (10.2)$$

Причому зазвичай передаточне число рульового привода  $u_{p,л}$  = 0,9...1,1 (до 2 у деяких моделях) і трохи змінюється при повороті керованих коліс.

Передаточне число рульового механізму  $u_{p,м}$  = 15...20 у легкових автомобілів, 20...25 у вантажних (у кар'єрних самоскидів типу БелАЗ  $u_{p,м}$  = 40 і більше). Максимальний поворот керованих коліс зазвичай становить 30...36° від середнього положення, що при  $u_{p,м}$  = 20 вимагає повороту рульового колеса приблизно на 2 оберти.

ККД сучасних рульових управлінь  $\eta_{p,y}$  = 0,75...0,85, причому при використанні шворнів зазвичай втрати у шворнях становлять 40...50 %, у шарнірах тяг – 10...15 %, у кермовому механізмі – 35...50 % від загальної суми втрат. При двох і більше керованих осях  $\eta_{p,y}$  = 0,5...0,7.

Для будь-якої передачі ККД дорівнює відношенню потужностей на веденій і ведучій ланках, тобто:

$$\eta = N_2/N_1 = \bar{u}/u, \quad (10.3)$$

де  $u$  – кінематичне передаточне число:

$$u = \omega_1/\omega_2, \quad (10.4)$$

$\bar{u}$  – силове передаточне число:

$$\bar{u} = M_2/M_1, \quad (10.5)$$

У рульовому керуванні з керованими колесами використовують жорсткі кінематичні (механічні або гідравлічні) зв'язки між керованими колесами й кермовим колесом. Тому значення ККД  $\eta_{p,y}$  визначається тільки механічними втратами, тертям у механізмах і деталях рульового управління.

Однак при високій жорсткості деталей рульового управління бічні поштовхи від нерівностей дороги слабо поглинаються в рульовому керуванні. Рульові управління сучасних легкових автомобілів зазвичай мають кутову жорсткість  $c_\phi = 1,0...0,3$  Нм на градус кута повороту рульового колеса при закріплених керованих колесах. Це забезпечує гарне поглинання поштовхів від дороги й збільшення недостатньої поворотності. У вантажних

$c_{\phi}$  автомобілів більше. При незалежній підвісці жорсткість рульового управління (його привода) в 1,5 – 2 рази нижче, чим при залежній. Крім підвищеної жорсткості, у рульовому керуванні при нейтральному положенні рульового колеса (прямолінійний рух) повинен бути мінімальний сумарний зазор (люфт). Максимальний припустимий люфт рульового колеса становить 10...15°.

Зносостійкість і термін служби деталей рульового привода зазвичай менше, чим рульового механізму. Люфт у кермовому колесі збільшується при однаковому пробігу від зношування: шарнірів тяг – на 2...4°, шліців сошки – на 10...20°, шворнів – на 13...20°, від усадки пружин – на 2...3°.

### 10.3 Рульовий привод

Зазвичай автомобілі мають передні керовані колеса. З рис. 10.2 випливає, що для руху на повороті двох керованих коліс без бічного ковзання необхідно (без обліку кутів уводу) виконати умову:

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{н}} - \operatorname{ctg} \alpha_{\text{в}} = B'/L, \quad (10.6)$$

де  $B'$  – відстань між осями шворнів;

$L$  – база (відстань між передньою та задньою осями автомобіля).

Кермова трапеція, установлюючи залежність між кутами повороту зовнішнього  $\alpha_{\text{н}}$  і внутрішнього  $\alpha_{\text{в}}$  (щодо центру повороту) коліс, лише приблизно забезпечує виконання умови, установленого рівнянням (10.6).

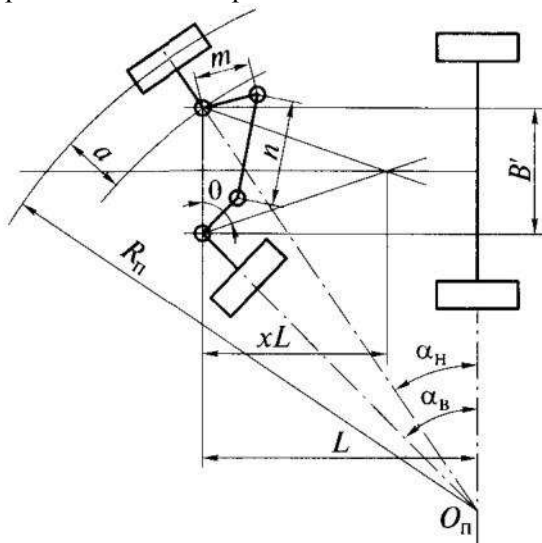
Крім того, при русі на повороті зі значною швидкістю, умова (10.6) змінюється через кути відведення в такий спосіб:

$$\operatorname{ctg}(\alpha_{\text{н}} - \delta_{\text{н}}) - \operatorname{ctg}(\alpha_{\text{в}} - \delta_{\text{в}}) = B'/(L - C). \quad (10.7)$$

Зазвичай  $m/n = 0,14...0,2$  і  $\theta = 60...75^\circ$ , причому  $x = 0,7$  для задньої трапеції та  $x = 1,0$  для передньої трапеції. Радіус повороту  $R_{\text{п}}$  без обліку кутів відведення (рис. 10.2):

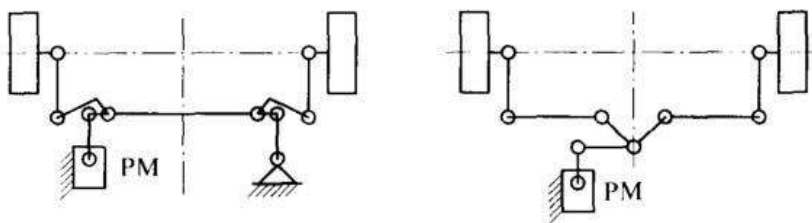
$$R_{\text{п}} = L/\sin \alpha_{\text{н}} + a. \quad (10.8)$$

Величиною  $\alpha$  зазвичай можна знехтувати. Для узгодження з кінематикою підвіски при незалежній підвісці керованих коліс (вид зверху) застосовують розрізну трапецію, виконану по різних схемах, наприклад по схемах рис. 10.3.



$\alpha_n, \alpha_b$  – кут повороту зовнішнього й внутрішнього колеса відповідно;  
 $\theta$  – кут нахилу важелів кермової трапеції;  $R_n$  – радіус повороту;  
 $B'$  – відстань між осями шворнів на поверхні дороги;  
 $a$  – відстань від осі шворня до середини плями контакту шини з дорогою

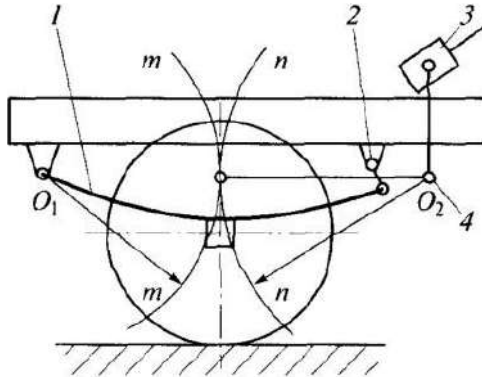
Рисунок 10.2 – Схема повороту двовісного автомобіля з нерозрізною кермовою трапецією



PM – рульовий механізм

Рисунок 10.3 – Схеми двох варіантів розрізних рульових трапецій

При залежній підвісці керованих коліс трапеція цільна (рис. 10.2). Розміри й розміщення поздовжньої тяги також повинні бути погоджені з кінематикою підвіски. Наприклад, якщо ресора 1 (рис. 10.4) з'єднана з рамою позаду сергою 2, попереду – шарніром, а рульовий механізм 3 установлений за віссю керованих коліс, тоді колесо при наїзді на нерівність повинне переміщатися по дузі  $mm$  разом з ресорою, але передній кінець поздовжньої тяги повинен переміщатися по дузі  $nn$ .

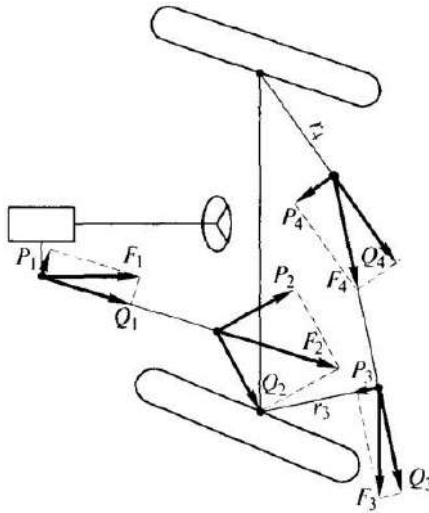


- 1 – ресора; 2 – шарнір серги; 3 – рульовий механізм;  
4 – шарнір поздовжньої рульової тяги

Рисунок 10.4 – Схема можливої неузгодженості рульового управління з підвіскою (вид збоку)

Колесо й передній кінець поздовжньої тяги можуть переміщатися тільки по дузі  $nn$ . Це приводить до повороту сошки, а значить і до повороту (вильяння) керованих коліс. Зменшення різниці в траєкторіях  $mm$  і  $nn$  забезпечується установкою переднього кінця ресори на серзі, заднього – на шарнірі або розміщенням рульового механізму перед віссю керованих коліс. Однак і в цьому випадку можливо деяка неузгодженість, тому що при повороті керованих коліс міняється положення кінця сошки – шарніра 4 поздовжньої кермової тяги.

Сили, що діють у кермовому приводі, без обліку вертикальних складових, показані на рис. 10.5, причому  $F$  – сумарна сила,  $Q$  – поздовжня (уздовж тяги або важеля) і  $P$  – поперечна складові.



$F$  – сумарна сила;  $Q$  – поздовжня (уздовж тяги або важеля) складова сумарної сили;  $P$  – поперечна складова сумарної сили

Рисунок 10.5 – Схема сил у приводі рульового управління

Таким чином:

$$F_1 = P_{p.k} r_{p.k} u_{p.m} \eta_{p.m} / r_1, \quad (10.9)$$

$$Q_1 = F_2 = \sqrt{Q_2^2 + P_2^2}, \quad (10.10)$$

$$P_2 r_2 = M_{c1} + F_3 r_3, \quad (10.11)$$

$$Q_3 = F_4 = \sqrt{Q_4^2 + P_4^2}, \quad (10.12)$$

$$P_4 r_4 = M_{c1}, \quad (10.13)$$

$M_{c1}$  – момент опору повороту одного керованого колеса.

При повороті керованих коліс нерухливого автомобіля можна зневажити стабілізуючими моментами. У цьому випадку використовують різні емпіричні формули, наприклад:

$$M_{c1} = 0,067 \varphi \sqrt{G_{k1}^3 / (10^4 \rho_{ш})}, \quad (10.14)$$

або

$$M_{c1} = \varphi G_{k1} \sqrt{eJ_0/F_k}, \quad (10.15)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт тертя коліс із дорогою (коефіцієнт зчеплення);

$G_{k1}$  – вага, що доводиться на одне колесо, Н;

$p_{ш}$  – тиск в шинах, МПа;

$e$  – відстань центру відбитка від осі шворня;

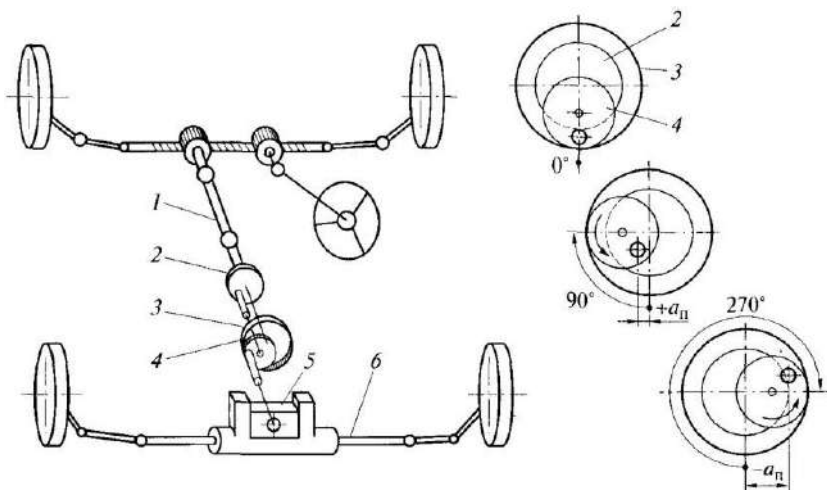
$J_0$  – полярний момент інерції відбитка шини;

$F_k$  – площа відбитка.

При передніх і задніх керованих колесах (рис. 10.6), що повертаються синхронно в різні сторони (рис. 10.1, б), суттєво поліпшується маневреність і прохідність у порівнянні з використанням тільки передніх керованих коліс (рис. 10.1, а). Це забезпечується зменшенням радіуса повороту, скороченням ширини коридору повороту й зменшенням витрат потужності при повороті на ґрунті через утворення колії тільки із двома слідами замість чотирьох.

Крім того, усувається необхідність у міжосьовому диференціалі при всіх ведучих колесах. Однак при схемі повороту з передніми й задніми керованими колесами автомобіль при більших швидкостях руху має низьку курсову стійкість. Водій повинен постійно коректувати напрямок руху.

Крім того, при виході з повороту на задніх керованих колесах короткочасно збільшується бічна реакція, що може стати причиною заносу. У трьох і чотиривісних автомобілів через наявність середніх некерованих коліс ці недоліки зменшуються. Усуваються ці недоліки введенням запізнювання початку повороту задніх коліс приблизно на  $6^\circ$  щодо передніх або підключення повороту задніх коліс тільки при малих (менше 20 км/год) швидкостях руху. Збільшити безпечні швидкості проходження крутих поворотів дозволяє рульове управління, що забезпечує поворот задніх коліс двохосьового автомобіля в ту ж сторону, що й передніх, але на менші кути (до  $1,5^\circ$  при  $8^\circ$  у передніх коліс).



1 – карданна передача; 2 – кривошипний вал; 3 – зубчасте колесо;  
 4 – планетарна шестірня; 5 – повзун; 6 – поперечна кермова тяга;  
 $a_{п}$  – лінійний зсув повзуна, відповідне до повороту задніх коліс

Рисунок 10.6 – Схема механічного зв'язку між передніми й задніми керованими колесами фірми «Хонда»

При менших швидкостях руху задні колеса вертаються в нейтральне положення, а при кутах повороту передніх коліс більше  $12^\circ$  – повертаються в протилежну сторону, але на менші кути, ніж передні колеса (до  $5^\circ$  у задніх коліс при  $30^\circ$  у передніх).

Зазвичай поворот задніх коліс здійснюється гідроциліндрами з управлінням від електронної системи. Фірма «Хонда» застосувала більш простий механічний зв'язок задніх коліс із передніми через карданну передачу (рис. 10.6) і планетарний механізм зв'язку, що складається із кривошипного вала 2, зубчастого колеса 3 із внутрішнім зачепленням, планетарної шестірні 4 з ексцентриком, повзуна 5 у поперечній тязі 6.

Для збільшення безпечних швидкостей проходження крутих поворотів застосовуються й інші рішення, наприклад, установлюється керований диференціал.

#### 10.4 Рульові механізми

Найбільше поширення одержали наступні кермові механізми:



- черв'ячні: зазвичай глобоїдний черв'як-ролик, а також циліндричний черв'як-сектор та ін.;
- гвинтові: гвинт-гайка й рейка-сектор, а також гвинт-гайка-кривошип та ін.;
- зубчасті: зазвичай шестірня-рейка, а також зубчастий редуктор.

Одержання великих передаточних чисел забезпечується застосуванням гвинтових і черв'ячних передач. Однак їхні ККД через тертя ковзання становить 0,5...0,7. Заміна тертя ковзання в значній мірі тертям катання (ролик замість сектору, гайка з кульками у гвинтових канавках) дозволила підвищити ККД до 0,9.

Велике значення має *оборотність рульового механізму* – здатність передавати зусилля від сошки до рульового колеса. Чим більше в цьому випадку момент тертя в кермовому механізмі, тим нижче його зворотний ККД, тим більш ослабленими передаються поштовхи від дороги на рульове колесо, але тим гірше стабілізація керованих коліс. Тому бажано мати зворотний ККД порядку 0,5...0,6.

Зазвичай передаточне число рульових механізмів не змінюється або мало змінюється від кута повороту рульового колеса. Однак застосування змінного передаточного числа з  $u_{p,m} = 25$  при  $\theta_{p,k} < 90^\circ$  і  $u_{p,m} \leq 10$  при  $\theta_{p,k} > 180^\circ$  може поліпшити керованість автомобілем за рахунок підвищення точності управління й зниження передачі поштовхів від дороги при великих швидкостях руху й за рахунок підвищення маневреності при малих швидкостях руху.

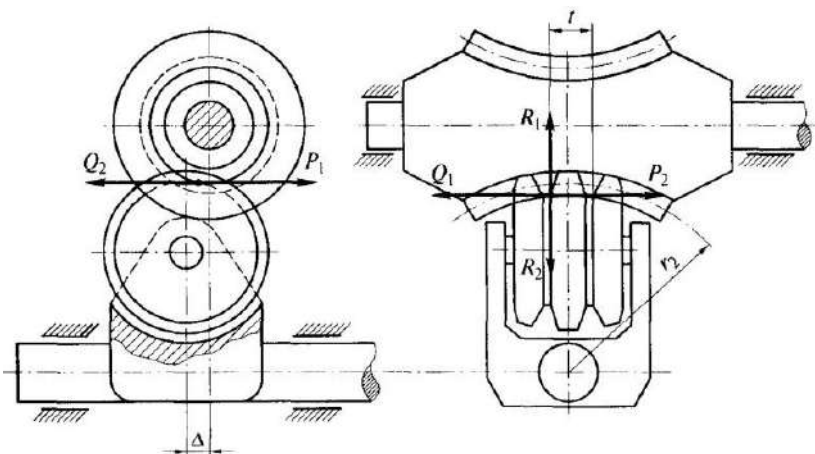
*Рульовий механізм із глобоїдним черв'яком і роликом* (рис. 10.7) має передаточне число для середнього положення:

$$u_{p,m} = 2\pi r_2 / (tz_4), \quad (10.16)$$

де  $r_2$  – початковий радіус глобоїдного черв'яка;

$t$  – крок гвинтової лінії;

$z_4$  – число заходів черв'яка.



$P$  – окружна сила;  $Q$  – осьова сила;  $R$  – радіальна сила;  
 $t$  – крок черв'яка;  $\Delta$  – зміщення осі ролика щодо осі черв'яка

Рисунок 10.7 – Схема сил в рульовому механізмі з глобoidним черв'яком і роликом

Від середнього положення до крайніх  $u_{p.m}$  зростає на 5...7%;  
 ККД  $\eta_{p.m} = 0,8...0,85$ , зворотний ККД – 0,7. Сили, що діють на черв'як, такі ж, як і на циліндричне зубчасте колесо:

окружна

$$P_1 = M_{p.k}/r_1, \quad (10.17)$$

осьова

$$Q_1 = P_1 \operatorname{tg} \beta_1, \quad (10.18)$$

радіальна

$$R_1 = P_1 \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta_1, \quad (10.19)$$

де  $\alpha$  – кут зачеплення;

$\beta_1$  – кут спіралі.

Сили, що діють на ролик:

$$P_2 = Q_1, \quad (10.20)$$

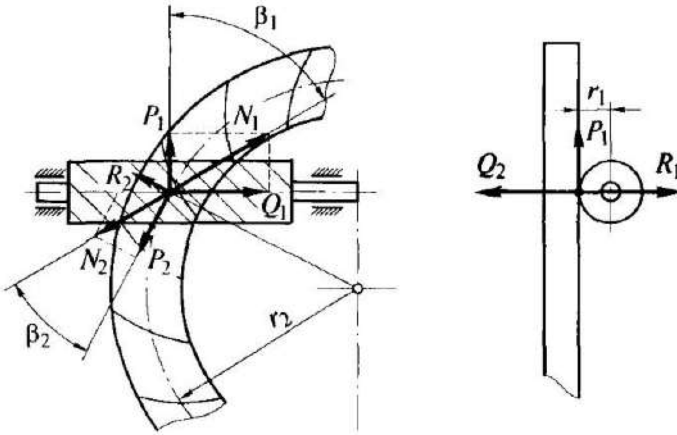
$$Q_2 = P_1, \quad (10.21)$$

$$R_2 = R_1. \quad (10.22)$$

**Рульовий механізм із циліндричним черв'яком і сектором** (рис. 10.8) має передаточне число:

$$u_{p,m} = r_2 \cos \beta_2 / (r_1 \cos \beta_1) = z_k / z_q, \quad (10.23)$$

де  $z_k$  – повне число зубів колеса, з якого виділений сектор;  
 $z_q$  – число заходів черв'яка.



$P$  – окружна сила;  $Q$  – осьова сила;  $R$  – радіальна сила;  
 $\beta$  – кут спіралі зубів черв'яка й зубчастого сектора;  
 $N_1, N_2$  – результуючі сили

Рисунок 10.8 – Схема сил у кермовому механізмі із циліндричним черв'яком і сектором

Коефіцієнт корисної дії  $\eta_{p,m} = 0,7...0,8$ , зворотний ККД 0,6. Залежності для визначення сил, що діють на черв'як і сектор, можна одержати із залежностей для гіпоїдних передач при  $\delta_1 = 0$  і  $\delta_2 = 90^\circ$ . При цьому для сил, що діють на черв'як, справедливі також залежності, наведені для глобоїдного черв'яка. Для сектора:

$$P_2 = P_1 \cos \beta_2 / \cos \beta_1, \quad (10.24)$$

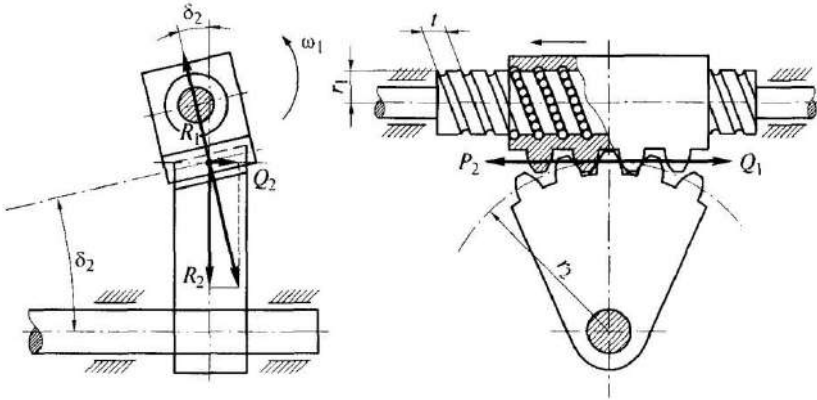
$$Q_2 = R_1, \quad (10.25)$$

$$R_2 = P_2 \operatorname{tg} \beta_2. \quad (10.26)$$

**Рульовий механізм гвинт-гайка й рейка-сектор** (рис. 10.9) має передаточне число:

$$u_{p.m} = 2\pi r_2 / t, \quad (10.27)$$

де  $r_2$  – радіус початкової окружності зубів сектору;  
 $t$  – крок гвинта.



$P$  – окружна сила;  $Q$  – осьова сила;  $R$  – радіальна сила;  
 $t$  – крок гвинта;  $\delta$  – кут нахилу зубчастого сектора

Рисунок 10.9 – Схема сил в рульовому механізмі типу гвинт-гайка і рейка-сектор

Коефіцієнт корисної дії  $\eta_{p.m} = 0,85 \dots 0,9$ , зворотний, ККД – 0,82. Зуби сектору прямі, але  $Q_2 \neq 0$  через нахил зубів (конус із  $\delta_2 = 7 \dots 9^\circ$  служить для регулювання зачеплення).

Для гвинта:

$$P_1 = M_{p.k} / r_1, \quad (10.28)$$

$$Q_1 = P_2. \quad (10.29)$$

Крім того, на гвинт від сектору передається радіальна сила:

$$R_1 = \sqrt{Q_2^2 + P_2^2} = P_2 \operatorname{tg} \alpha. \quad (10.30)$$

Інші сили:

$$P_2 = M_{\text{р.к}} u_{\text{р.м}} / r_2, \quad (10.31)$$

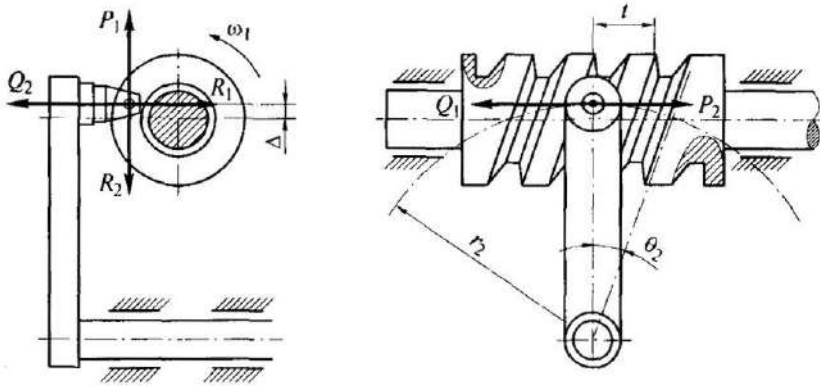
$$Q_2 = P_2 \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2, \quad (10.32)$$

$$R_2 = P_2 \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2. \quad (10.33)$$

*Рульовий механізм гвинт-кривошип* (рис. 10.10) має передаточне число при  $t = \text{const}$ :

$$u_{\text{р.м}} = 2\pi r_2 \cos \theta_2 / t, \quad (10.34)$$

де  $\theta_2$  – кут повороту вала сошки.



$P$  – окружна сила;  $Q$  – осьова сила;  $R$  – радіальна сила;  
 $t$  – крок черв'яка;  $\Delta$  – зміщення осі шипа щодо осі черв'яка

Рисунок 10.10 – Схема сил в рульовому механізмі типу гвинт-кривошип

Зазвичай шип установлюють у кривошипі на підшипниках, і він обертаючись, котиться по гвинтовій поверхні; ККД  $\eta_{\text{р.м}} = 0,75$ , зворотний ККД – 0,65. Вигодовивши гвинт зі змінним кроком  $t$ , можна одержати змінне передаточне число, близьке до оптимального.

Приблизно можна використовувати для визначення сил, що

діють на гвинт, ті ж залежності, що й для глобоїдного черв'яка. Крім того  $P_2 = Q_1$ ,  $Q_2 = R_1$ ,  $R_2 = P_1$  як і для ролика, що перебуває в зачепленні із черв'яком.

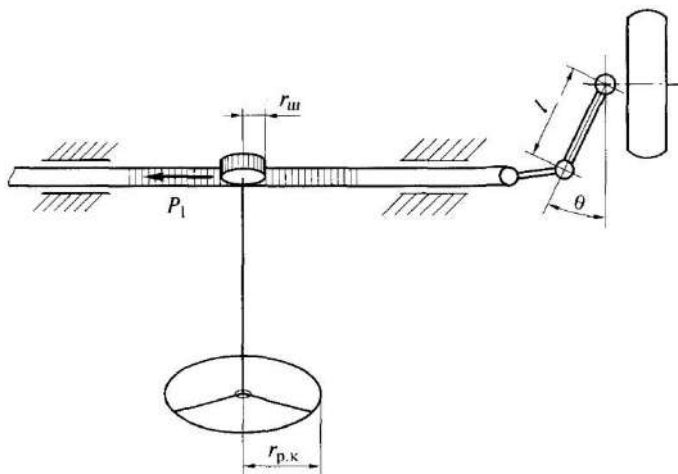
**Рульовий механізм шестірна-рейка** (рис. 10.11) має передаточне число рульового управління:

$$u_{p,y} = l \cos \theta / r_{ш}, \quad (10.35)$$

Коефіцієнт корисної дії (прямий і зворотний)  $\eta_{p,y} = 0,9$ . Передаточне число в невеликих межах змінюється через зміну кута  $\theta$ . При нарізці зубів рейки зі збільшенням кроку в міру видалення від центрального положення можна одержати значну зміну  $u_{p,y}$  за заданим законом. При прямих зубах:

$$P_1 = M_{p,k} / r_{ш}, \quad (10.36)$$

$$R_1 = P_1 \operatorname{tg} \alpha. \quad (10.37)$$

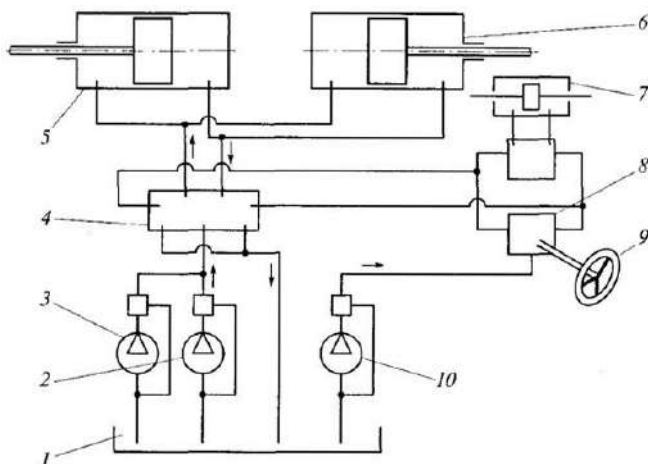


$r_{ш}$  – радіус шестерні;  $r_{п,к}$  – радіус рульового колеса;  
 $l$  – довжина важеля;  $\theta$  – кут повороту важеля

Рисунок 10.11 – Схема сил в рульовому механізмі типу шестерня-рейки

**Гідравлічне рульове управління** (рис. 10.12). Кермова колонка 9 безпосередньо з'єднана з гідростатичним агрегатом, насос-дозатор 8 якого живиться від насоса живлення 10. При

плавному повороті рульового колеса, наприклад вправо, насос-дозатор пропускає порцію рідини, обсяг якої залежить від кута повороту рульового колеса, до торця золотника розподільника 4.



- 1 – бак; 2 – головний насос; 3 – дублюючий насос;  
 4 – розподільник; 5 – циліндр лівого колеса;  
 6 – циліндр правого колеса; 7 – циліндр стеження;  
 8 – насос-дозатор; 9 – рульова колонка; 10 – насос живлення

Рисунок 10.12 – Схема гідравлічного рульового управління

Золотник переміщається вправо, у результаті чого поршнева порожнина циліндра 6 правого колеса й штокова порожнина лівого колеса циліндра 5 з'єднуються з лінією нагнітання головного насоса 2, а їх протилежні порожнини – через злив з баком 1. Керовані колеса повертаються вправо, поки повертається рульове колесо. Одночасно через тягу поршень циліндра стеження 7 переміщається вправо, забезпечуючи повернення золотника розподільника 4 у нейтральне положення.

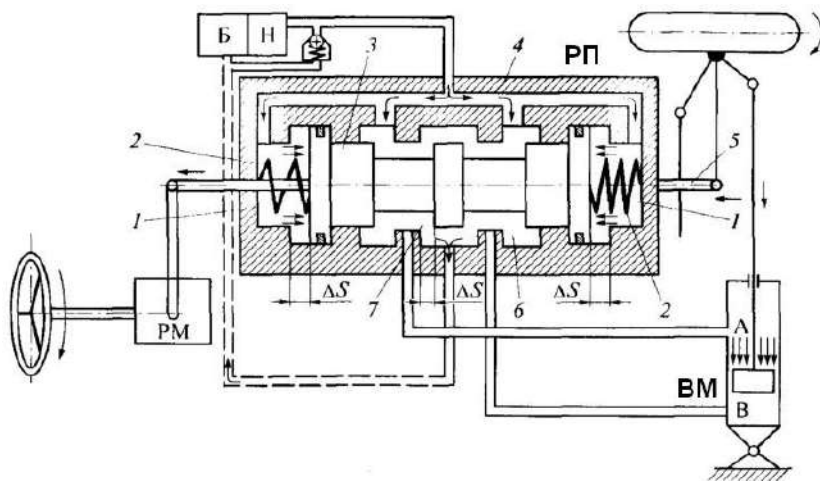
При різкому повороті через великий обсяг рідини, про що пускається насосом-дозатором до торця золотника розподільника 4, останній зміщується на велику відстань і з'єднує гідроаккумулятори (на рис. 10.12 не показані) з порожнинами циліндрів 5 і 6. Тому керовані колеса повертаються швидше. При

непрацюючому двигуні поворот автомобіля здійснюється за допомогою дублюючого насоса 3 з електроприводом.

**Травмобезпечні кермові колонки** є одним з елементів пасивної безпеки автомобіля. Вони поглинають енергію удару при лобовому зіткненні, знижуючи зусилля, що наносить травму водієві. Конструкції їх різні: сільфони, перфорована трубчаста кермова колонка, гумова муфта і т.д.

### 10.5 Підсилювачі рульового управління

У якості підсилювача рульового управління найбільше поширення одержали **гідралічні підсилювачі** (рис. 10.13) енергії, що складаються із джерела енергії – насоса (Н) з баком (Б), розподільного пристрою (РП) – клапана управління, виконавчого механізму (ВМ) – силового циліндра.



- 1 – реактивні порожнини; 2 – пружини що центрують;
- 3 – золотник РП; 4 – корпус золотника РП;
- 5 – поздовжня кермова тяга; 6, 7 – канали корпусу золотника;
- Б – бак; Н – насос; РМ – рульовий механізм;
- РП – розподільний пристрій (клапан);
- ВМ – виконавчий механізм (гідроциліндр);
- $\Delta S$  – переміщення золотника; А, В – порожнини

Рисунок 10.13 – Схема гідралічного підсилювача рульового управління



Переваги підсилювачів рульового управління наступні: полегшення управління автомобілем, зниження ударних навантажень від нерівностей дороги, що передаються на рульове колесо, підвищення безпеки при розриві шин (автомобіль можна удержати на заданій траєкторії); недоліки: погіршення стабілізації керованих коліс, підвищення зношування шин через зайві часті повороти на місці.

Крім того, рульове управління з гідравлічним підсилювачем більш схильне до появи автоколивань.

Недоліки гідравлічного підсилювача в основному пов'язані з тим, що насос приводиться в дію від вала двигуна: при непрацюючому двигуні підсилювач не працює, при малій частоті обертання вала двигуна продуктивність насоса може виявитися недостатньою, а при високій частоті вона зазвичай надлишкова.

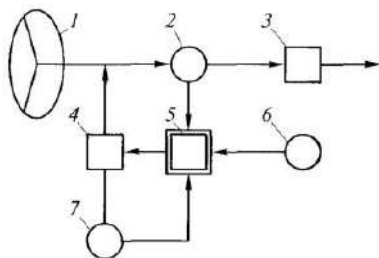
Крім того, відбір потужності становить 4...5 % потужності двигуна. В останні роки усе більше поширення одержують підсилювачі, що не мають цих недоліків: електрогідравлічні та електричні.

**Електрогідравлічні підсилювачі** відрізняються від гідравлічних в основному тим, що в них привод насоса здійснюється від електродвигуна, причому часто з електронним блоком управління.

**Електричні підсилювачі** замість системи насос – клапан управління – гідроциліндр, використовують електродвигун з електронним блоком управління. Їхні основні переваги: більш висока економічність, низький рівень шуму, невеликі маса, габарити й вартість. Одна зі схем електричного підсилювача рульового управління представлена на рис. 10.14.

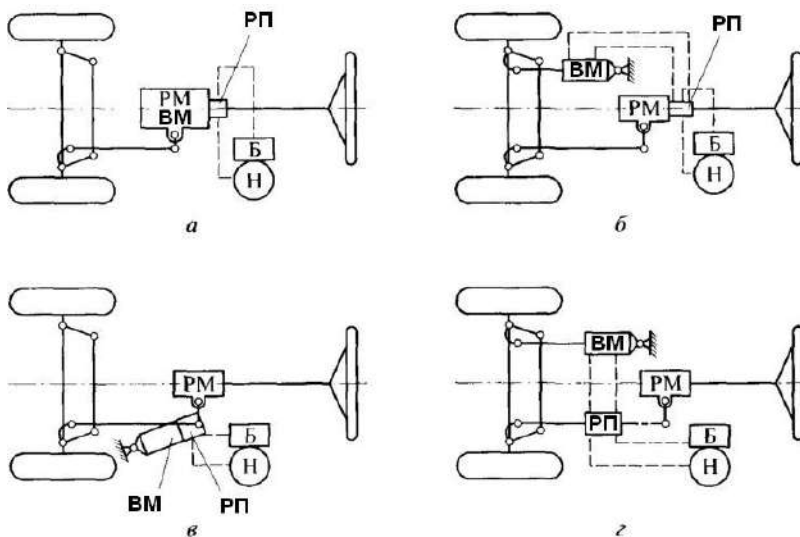
У даний час основна маса вантажних автомобілів оснащена гідравлічними підсилювачами рульового управління. Зупинимося на них більш докладно. По компонованню з кермовим механізмом (РМ) можливі наступні варіанти:

- 1) РП – ВМ – РМ в одному блоці (ЗИЛ) – рис. 10.15, а;
- 2) ВМ окремо, РП-РМ в одному блоці («Урал») – рис. 10.15, б;
- 3) РМ окремо, РП-ВМ в одному блоці (МАЗ) – рис. 10.15, в;
- 4) РП, ВМ, РМ окремо (ГАЗ) – рис. 10.15, з і 10.13.



1 – рульове колесо; 2 – датчик крутного моменту; 3 – рульовий механізм; 4- виконавчий електродвигун; 5 – блок управління; 6 – датчик швидкості автомобіля; 7 – датчик кутової швидкості електродвигуна

Рисунок 10.14 – Структурна схема електричного підсилювача рульового управління



*а* – ЗИЛ; *б* – «Урал»; *в* – МАЗ; *г* – ГАЗ; Б – бак; Н – насос; РМ – рульовий механізм; РП – розподільний пристрій (кран); ВМ – виконавчий механізм (гідроциліндр)

Рисунок 10.15 – Компонувальні схеми рульових управлінь з гідравлічним підсилювачем

***Особливості цих компоновальних схем:***

- 1 схема: компактність, два короткі трубопроводи до насоса. Недоліки: привод і вал сошки сприймають повні навантаження і поштовхи;
- 2 схема: вал сошки розвантажений, але додалися трубопроводи між РП і ВМ;
- 3 схема: вал сошки розвантажений, є два довгі трубопроводи;
- 4 схема: якщо ВМ впливає на кермову трапецію, то розвантажений вал сошки й частина деталей привода при подовженні трубопроводів і небезпеці виникнення коливань тиску в підсилювачі.

***Вимоги до підсилювачів рульового управління:***

- при несправному підсилювачі автомобіль не повинен втрачати керованість;
- підсилювач не повинен самостійно включатися від поштовхів з боку дороги й надавати можливість підтримувати потрібний напрямок руху при гальмуванні з ушкодженою шиною;
- повинне забезпечуватися мінімальне запізнювання в спрацьовуванні й пропорційність кутів повороту коліс і рульового
- колеса;
- зусилля на кермовому колесі повинне бути невеликим, але пропорційним опору повороту коліс («почуття дороги»).

***Робочий процес гідравлічного підсилювача*** полягає в наступному. При повороті рульового колеса, наприклад вправо (рис. 10.13), водій зміщує золотник 3 РП вліво, долаючи зусилля лівої пружини 2, що центрує, і тиск рідини в лівій реактивній порожнині 1.

Канали 6 і 7 перекриваються. Рідина під тиском проходить у порожнину А ВМ, переміщуючи поршень ВМ униз, тому що порожнина А ВМ поєднана тепер тільки з лінією нагнітання насоса, а порожнина В ВМ – тільки з лінією зливу.

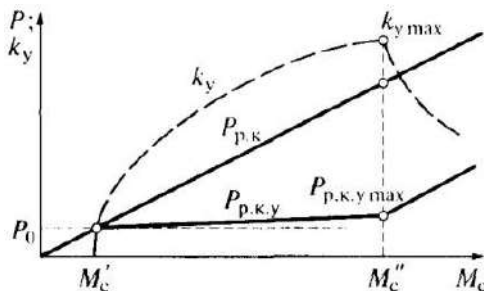
Через тягу 5 (рис. 10.13), що виконує роль механічного зворотного зв'язку колеса з РП підсилювача, забезпечується переміщення корпусу 4 РП вліво (із золотником у крайньому

лівому положенні). Підсилювач забезпечує спостереження по переміщенню: кут повороту рульового колеса пропорційний куту повороту керованих коліс.

Як тільки припиниться поворот рульового колеса, зупиниться золотник 3, але корпус 4, продовжуючи зміщатися, займе щодо золотника середнє положення, у якому всі канали знову з'єднаються між собою. Тиск у порожнині А впаде, тому що рідина зможе вільно проходити з лінії нагнітання в лінію зливу. Припиниться поворот керованих коліс.

Розподільний пристрій, представлений на рис. 10.13, має відкритий центр: у середньому положенні рідина вільно проходить із лінії нагнітання в лінію зливу. У гідропідсилювачах рульового управління РП із закритим центром й насосом що відключається, застосовуються рідко.

На рис. 10.16 наведена залежність зусилля на кермовому колесі без підсилювача  $P_{р.к}$  і з підсилювачем, що мають у РП пружини 2, що центрують, і реактивні порожнини 1 – (рис. 10.13),  $P_{р.к.у}$  від моменту опору повороту керованих коліс  $M_c$ .



$P_{р.к}$  – зусилля на кермовому колесі без підсилювача;

$P_{р.к.у}$  – зусилля на кермовому колесі з підсилювачем;

$M_c$  – момент опору повороту керованих коліс

Рисунок 10.16 – Характеристика рульового управління з підсилювачем

## 10.6 Основні оцінні параметри підсилювача

1) ефективність дії (коефіцієнт підсилення  $k_y$ ):

$$k_y = P_{р.к}/P_{р.к.у} = (P_{р.к.у} + P_y)/P_{р.к.у}. \quad (10.38)$$

З рис. 10.16 видно, що при малих опорах  $M_c < M'_c$  підсилювач не включається, якщо в РП є пружини, що центрують. Зі збільшенням  $M_c$  збільшується  $k_y$  (до значення  $M_c = M''_c$ , при якому спрацьовує запобіжний клапан насоса), причому зазвичай  $k_{y \max} = 8 \dots 15$  (у автомобілів БелАЗ  $k_{y \max} = 25$ ).

Зусилля ВМ підсилювача, прикладене до рульового колеса:

$$P_y = pF10^6 / (u' \eta'), \quad (10.39)$$

де  $p$  – тиск рідини, причому зазвичай  $p_{\max} = 6 \dots 10$  МПа;

$F$  – площа поршня;

$u'$  і  $\eta'$  – передаточне число й ККД від рульового колеса до ВМ;

2) показник чутливості:

$$P_0 = (Q + S) / (u'' \eta''), \quad (10.40)$$

де  $Q$  – зусилля пружин, що центрують;

$S$  – сили тертя в РП й тиску в реактивній порожнині;

$u''$  і  $\eta''$  – передаточне число й ККД від рульового колеса до РП.

Зазвичай  $P_0 = 20 \dots 30$  Н для легкових автомобілів і  $40 \dots 60$  Н для вантажних. Чутливість по куту повороту рульового колеса  $\pm(3 \dots 6^\circ)$  при загальному люфті  $10 \dots 15^\circ$ . Час включення підсилювача близько  $0,05$  с (у пневмопідсилювачів до  $0,5$  с);

3) показник реактивного впливу підсилювача на рульове колесо:

$$\rho = dP_{p.k.v} / dM_c. \quad (10.41)$$

З досвіду експлуатації необхідно, щоб показник знаходився в межах  $\rho = 0,02 \dots 0,05$  Н/(Н м). Цей показник дорівнює нулю, якщо в РП немає реактивних порожнин. За інших рівних умов це дозволяє одержати більш високе значення  $k_{y \max}$ .

Також використовують інші оцінні параметри, наприклад, показник чутливості при зворотному (від коліс) включенні підсилювача, показник маневреності на поворотах:

$$\Delta M = t_y / t_{6,y}, \quad (10.42)$$

де  $t_y$ ,  $t_{6,y}$  – час повороту з підсилювачем і без підсилювача і т.д.

Зусилля на кермовому колесі при  $k_y \max$  зазвичай приймають в межах  $P_{p.k.y \max} = 30 \dots 50$  Н для легкових автомобілів і  $100 \dots 150$  Н для вантажних, що зазвичай відповідає повороту керованих коліс нерухливого автомобіля з повним навантаженням на сухому асфальті. Саме для цих умов вибирають значення  $k_y \max$ .

Мінімальне зусилля на кермовому колесі  $P_0$  при  $k_y = 1$  визначається в основному зусиллям пружин, що центрують. Чим менше  $P_0$ , тем менше  $P_{p.k.y \max}$ . З іншого боку, якщо  $P_0 + S$  менше наведеної сили тертя в кермовому механізмі, то підсилювач буде включатися під дією стабілізуючого моменту (крім випадку, коли РП встановлений між кермовим механізмом і кермовим колесом) і буде перешкоджати поверненню коліс у нейтральне положення. Тому сила  $+5$  повинна бути мінімальною, але більше наведеної сили тертя в рульовому механізмі.

При наїзді на нерівності через короткочасні дії відбувається значна зміна тиску в циліндрі, що перешкоджає переміщенню деталей привода, що й знижує силу поштовху, переданого на рульове колесо.

На різних моделях автомобілів застосовуються РП з реактивними порожнинами й пружинами що центрують, тільки із пружинами що центрують, тільки з реактивними порожнинами.

**Розрахунки підсилювача**, крім розрахунків на міцність, зазвичай містять у собі наступні етапи:

- вибір типу й компоновання підсилювача;
- статичні розрахунки – визначення сил і переміщень, розмірів циліндра й РП, пружин що центрують і площ реактивних порожнин РП;
- динамічні розрахунки – визначення часу включення підсилювача, аналіз коливань і стійкості роботи підсилювача;
- гідравлічні розрахунки – визначення продуктивності насоса, діаметрів трубопроводів і т.п.

Зупинимося на двох останніх етапах.

**Динамічний розрахунки.** Час  $t_1$ , включення підсилювача практично визначається часом переміщення  $\Delta S$  золотника (рис. 10.13) до перекриття каналів:

$$t_1 = \Delta S u'' / (2\pi r_k \omega_{p.k \max}), \quad (10.43)$$

де  $\omega_{p.k \max}$  – максимальна розрахункова швидкість повороту рульового колеса, зазвичай приймають  $\omega_{p.k \max} = 9 \text{ с}^{-1}$ .

За час  $t_1$  швидкість повороту керованих коліс за допомогою підсилювача повинна бути трохи більше, чим без підсилювача, при крутих поворотах під час руху по сухому асфальту (приблизно при тиску рідини  $0,5 p_{\max}$ ), що відповідає збільшенню обсягу рідини в системі на  $\Delta V, \text{ м}^3$ , за час  $t_2$ . Отже, повинно бути:

$$t_1 > t_2 = \Delta V / [Q_H(\eta_0 - \Delta Q_s/Q_H)], \quad (10.44)$$

де  $Q_H$  – продуктивність насоса,  $\text{м}^3 \text{ с}^{-1}$ ;

$\eta_0 = 0,8$  – об'ємний ККД насоса;

$\Delta Q_s/Q_H = 0,05 \dots 0,1$  – витоки в золотнику РП.

Для гідропідсилювачів зазвичай  $t_2 = 0,01 \dots 0,02 \text{ с}$ .

При розташуванні РП між кермовим механізмом і керованими колесами можливе виникнення автоколиваний коліс із малою амплітудою ( $1 \dots 2^\circ$ ). Автоколивання можуть виникнути при прямолінійному русі з великою швидкістю від поштовху з боку дороги, але більш імовірні вони при повільному русі на повороті. В останньому випадку, якщо зупинити рульове колесо при повороті коліс, то вони під дією сил інерції й залишкового тиску в циліндрі повернуться ще на деякий кут  $+\Delta\alpha$ . Потім під дією сил пружності шин колеса почнуть повертатися у зворотному напрямку.

Коли колеса досягнуть вихідного положення, золотник РП переміститься, і тиск у циліндрі почне зростати. Однак через пружності шлангів і деталей зростання тиску до необхідного значення  $p_x$  відбудеться за час  $\Delta t$ , при цьому колеса повернуться на кут  $\Delta\alpha$ . Потім цикл знову повторюється.

Виникненню автоколиваний можна запобігти зменшенням есмності трубопроводів; збільшенням жорсткості деталей, що

з'єднують циліндр із керованими колесами; обов'язковим введенням реактивних порожнин при роздільній установці РП й гідроциліндра.

**Гідравлічні розрахунки.** Вибір продуктивності насоса здійснюють з умови, що час заповнення гідроциліндра повинен бути менше часу повороту рульового колеса водієм:

$$FS/[Q_H(\eta_0 - \Delta Q/Q_H)] < \varphi/\omega_{p.k.max}, \quad (10.45)$$

де  $S$  – хід поршня за час  $\Delta t$ ;

$\Delta Q$  – витоку в системі (повинне бути  $\Delta Q/Q_H < 0,1$ );

$\varphi$  – кут повороту рульового колеса за час  $\Delta t$ .

З рівняння (10.45) повинно бути:

$$Q_H > FS\omega_{p.k.max}/(\varphi\eta_0) + \Delta Q/\eta_0. \quad (10.46)$$

Розрахункова продуктивність насоса повинна відповідати кутовій швидкості вала двигуна  $\omega_1 = (1,0 \dots 1,5)\omega_{1x.k}$ . Обсяг бачка беруть рівним 10...15 % від хвилинної продуктивності насоса для легкових автомобілів і 15...20 % для вантажних.

Температура рідини в системі не повинна перевищувати 100°C. Крім того, для легкових автомобілів шум від насоса не повинен прослуховуватися на тлі шуму двигуна.

Перетини трубопроводів вибирають по втратах напору  $\Delta p_{ж}$  і швидкості плинину рідини  $v_{ж}$ :

$$\Delta p_{ж} = \lambda_{тр} \rho_{ж} l_{т} v_{ж}^2 / (2d_{т}), \quad (10.47)$$

де  $\lambda_{тр} = 0,025$  – коефіцієнт втрат на тертя;

$\rho_{ж} = 88 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-3}$  – щільність рідини;

$l_{т}, d_{т}$  – довжина й діаметр трубопроводів.

Швидкість рідини визначається по формулі:

$$v_{ж} = 4Q_H/(\pi d_{т}^2). \quad (10.48)$$

Повинно бути  $\Delta p_{ж} < 0,1 \dots 0,3 \text{ МПа}$  для легкових автомобілів,  $0,2 \dots 0,5 \text{ МПа}$  – для вантажних,  $v_{ж} < 2 \dots 3 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$  для



ліній під тиском і  $1...2 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$  для ліній зливу.

### 10.7 Розрахунки на працездатність

**Розрахункові навантаження.** Розрахунки проводять по трьох параметрах.

1. По максимальному розрахунковому моменту на рульовому колесі:

$$M_p = P_{p.k.max} r_{p.k}, \quad (10.49)$$

при  $P_{p.k.max} = 700 \text{ Н}$  (для легкових автомобілів можна брати 400 Н).

2. По максимальній гальмовій силі, прикладеної до одного керованого колеса (при  $\varphi_{max} = 0,8...1,0$ , для іншого колеса  $\varphi = 0$ ) –  $P_p = m'_{цц} g \varphi_{max}$ .

3. По силі удару керованого колеса у граничну перешкоду.

Для деталей поворотної цапфи розрахункові навантаження ті ж, що й для напіврозвантажених півосей.

**Матеріали.** Вал рульового колеса й тяги зазвичай виготовляють із безшовних труб (сталь 20, 35, 45); палець шарнірів – зі сталей 18ХГТ, 15ХН та інших із твердістю поверхні 56...63 HRC.

Деталі рульового механізму: картери – з ковкого чавуну КЧ35-10, КЧ37-12; черв'яки – зі сталей 35Х, 30ХН із твердістю поверхні 45...52 HRC; ролики – зі сталей 15ХН, 18ХГТ з 52...56 HRC; гвинти, гвинтові гайки, сектори й вали сошки – зі сталі 18ХГТ із 56...63 HRC.

Деталі гідравлічного підсилювача: корпус циліндра й золотника РП – із сірого чавуну СЧ24-44, ковкого чавуну КЧ35-10; окремо встановлений гідроциліндр – зі сталей 35, 45; золотник – зі сталей 20, 18ХГТ, 15ХН твердістю 52...56 HRC; шток поршня – зі сталей 35, 45.

**Розрахунки.** Спиці рульового колеса розраховують на вигин, вважаючи, що сила  $P_{p.k.max}$  прикладена до одної спиці; вал рульового колеса розраховують на крутіння. Робочу пару рульового механізму (черв'як-ролик, гвинт-гайка, шестірня-рейка) розраховують на вигин і контактну напругу, сошку – на

складну напругу (вигин і крутіння), вал сошки – на крутіння.

Тяги рульового привода й шток гідроциліндра підсилювача розраховують на стиск і поздовжню стійкість із запасом стійкості  $n_{п.у} = 1,5...2,0$ . Поворотний важіль розраховують на вигин і крутіння, а шворінь – на вигин, змінання, зріз.

**Рульовий вал** зазвичай виконують трубчастим. Напруга крутіння:

$$\tau = M_p d_{ш} / [0,2(d_n^4 - d_b^4)], [\tau] = 100 \text{ МПа}, \quad (10.50)$$

де  $d_n, d_b$  – зовнішній і внутрішній діаметри рульового вала.

Перевіряється також кут закручення рульового вала, який повинен бути не більше  $8^\circ$  на 1 м довжини.

**Рульовий механізм:**

для пари черв'як-ролик контактна напруга

$$\sigma_k = Q_1 / (Fn), [\sigma_k] = 500 \text{ МПа}, \quad (10.51)$$

де  $Q_1$  – осьове зусилля на черв'яку;

$F$  – площа контакту одного гребеня ролика із черв'яком (рис. 10.17):

$$F = 0,5[(\varphi_1 - \sin\varphi_1)r_1^2 + (\varphi_2 - \sin\varphi_2)r_2^2], \quad (10.52)$$

$n$  – число гребенів ролика;

для пари гвинт-гайка умовне радіальне навантаження на одну кульку

$$R_{ш} = 5Q_1 / (mz \cos \delta_{ка}), \quad (10.53)$$

де  $m$  – число робочих витків;

$z$  – число кульок на одному витку при повному заповненні канавки;  $\delta_{ка} = 45^\circ$  – кут контакту кульки з канавкою.

Контактна напруга для кульки:

$$\sigma_k = 2k_{кр} E(1/d_{ш} - 1/d_{ка}) \sqrt{Q_1 / (mz \sin \beta \cos \delta_{ка})}, \quad (10.54)$$

$$[\sigma_k] = 2\,500...3\,500 \text{ МПа},$$

де  $k_{кр} = 0,6...0,8$  – коефіцієнт, що залежить від кривизни

контактуючих поверхонь;

$E=2,2 \cdot 10^5$  МПа – модуль пружності;  $d_{ш}$  – діаметр кульки;

$d_{ка}$  – діаметр канавки (допустиме напруження залежить від діаметра кульки);

для пари сектор-рейка й шестірня-рейка зуби розраховують на вигин і контактну напруга, приймаючи  $[\sigma]=400$  МПа і  $[\sigma_K] = 1200$  МПа.

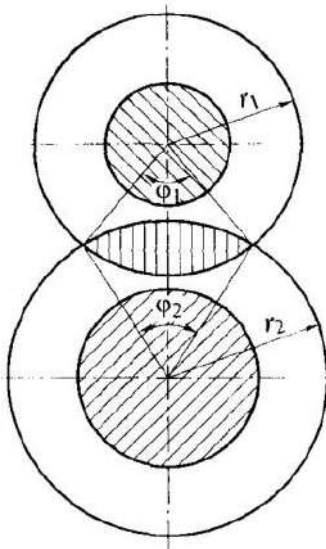


Рисунок 10.17 – Схема для визначення контактної площі в черв'ячному рульовому механізмі

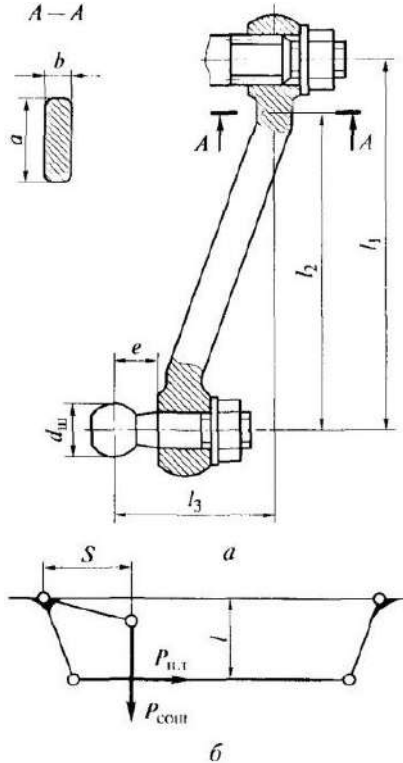


Рисунок 10.18 – Розрахункова схема рульової сошки (а) і рульової трапеції (б)

**Вал рульової сошки** розраховують по напрузі крутіння, яка при установці гідروпідсилювача по рис. 10.12,  $a$  визначається по формулі:

$$\tau = (M_p u_{p,m} \eta_{p,m} + 0,25 \pi r_{ж} D_{ш}^2 r_2) / (0,2 d^3), \quad (10.55)$$

$$[\tau] = 350 \text{ МПа},$$

де  $D_{\text{гц}}$  – зовнішній діаметр гідроциліндра;  
 $r_2$  – радіус сошки;  $d$  – діаметр вала сошки.

**Рульова сошка** (рис. 10.18, а) розраховується на складну напругу від вигину й крутіння. У гідравлічному рульовому керуванні зусилля на кульовому пальці сошки (при гідропідсилювачі по рис. 10.12, а):

$$P_{\text{сош}} = M_p u_{p,m} \eta_{p,m} / l_1 + 0,25 \pi p_{\text{ж}} D_{\text{гц}}^2 / l_1, \quad (10.56)$$

напруга вигину в небезпечному перерізі А-А:

$$\sigma = P_{\text{сош}} l_2 / W_{\text{и}}, \quad (10.57)$$

напруга крутіння  $\tau = P_{\text{сош}} l_1 / W_{\text{к}}$

$W_{\text{и}} = 0,1d^3$  для кола ( $0,1a^2b$  для еліпса) і  $W_{\text{к}} = 0,2d^3$  для кола ( $0,2ab^2$  для еліпса) – моменти опору при вигині й при крутінні,  $[\sigma_{\text{рез}}] = 500 \text{ МПа}$ .

Кульовий палець сошки розраховується на напругу вигину:

$$\sigma = P_{\text{сош}} l_3 / W_{\text{и}}, \quad [\sigma] = 400 \text{ МПа}, \quad (10.58)$$

напруга зминання пальця з діаметром кулі  $d_{\text{ш}}$

$$\sigma_{\text{см}} = 4P_{\text{сош}} / (\pi d_{\text{ш}}^2), \quad [\sigma_{\text{см}}] = 35 \text{ МПа}, \quad (10.59)$$

напруга зрізу при площі перетину пальця в основі  $F_{\text{ш}}$

$$\sigma_{\text{ср}} = P_{\text{сош}} / F_{\text{ш}}, \quad [\sigma_{\text{ср}}] = 35 \text{ МПа}. \quad (10.60)$$

По цих залежностях визначають напруги у всіх шарнірних з'єднаннях рульового привода з урахуванням конкретних сил, що діють на кульові пальці.

**Поздовжня тяга** розраховується на напругу стиску:

$$\sigma_{\text{сж}} = P_{\text{сош}} / F, \quad [\sigma_{\text{сж}}] = 35 \text{ МПа}, \quad (10.61)$$

де  $F$  – площа перетину поздовжньої тяги;

критичне напруження при поздовжньому вигині:

$$\sigma_{кр} = \pi^2 EJ_p / (L^2 F), \quad (10.62)$$

де  $J_p = \pi(d_{н}^4 - d_{в}^4) / 64$  – полярний момент інерції перетину тяги;

$L$  – довжина поздовжньої тяги (по центрах шарнірів);  
запас поздовжньої стійкості:

$$n_{п.у} = \sigma_{кр} / \sigma_{сж} = \pi^2 EJ_p / (P_{сощ} L^2), \quad |n_{п.у}| = 1,5 \dots 2,5, \quad (10.63)$$

**Поворотний важіль** (рис. 10.18, б) навантажений згинаючою силою  $P_{сощ}$  моментом що скручує  $P_{сощ} l_3$  ( $l_3$  – відстань від осі кульового пальця, до якого кріпиться поздовжня тяга, до осі керованого колеса аналогічно рис. 10.18, б):

напряга вигину

$$\sigma = P_{сощ} S / W_{и}, \quad (10.64)$$

напряга крутіння

$$\tau = P_{сощ} l_3 / W_{к}, \quad (10.65)$$

де  $W_{и}$ ,  $W_{к}$  – моменти опору при вигині й при крутінні;

$[\sigma_{рез}] = 500$  МПа

Бічні важелі трапеції (рис. 10.18, б) розраховують на вигин і крутіння під дією сили  $P_{п.т} = P_{сощ} S / l$ :

напряга вигину:

$$\sigma = P_{п.т} l / W_{и}, \quad (10.66)$$

напряга крутіння:

$$\tau = P_{п.т} l / W_{к}, \quad (10.67)$$

При цьому  $[\sigma_{рез}] = 500$  МПа

**Поперечна тяга трапеції** (рис. 10.18, б) навантажується силою  $P_{п.т}$  і розраховується по тій же методиці, що й поздовжня тяга, тобто на стиск і поздовжню стійкість.

### **Питання для самоперевірки**

1. У чому полягають особливості робочого процесу рульового управління?
2. Як класифікують рульові управління, а також рульові приводи і механізми (при керованих колесах)?
3. Перерахуйте вимоги до рульових управлінь.
4. Якими конструктивними заходами забезпечуються ці вимоги?
5. Перерахуйте основні типи рульових механізмів, та їх особливості.
6. Назвіть переваги та недоліки підсилювачів рульового управління, їх основні оціночні параметри.
7. Назвіть матеріали, що застосовуються для виготовлення основних деталей рульового управління.

# 11 ГАЛЬМОВЕ УПРАВЛІННЯ

## 11.1 Класифікація гальмового управління і вимоги до нього

Гальмове управління призначене для ефективної затримки автомобіля аж до зупинки, для втримання його в нерухливому стані, а також для підтримки постійної швидкості на тривалому ухилі.

Гальмування забезпечується гальмовими системами, складених з гальмових механізмів і приводів.

Гальмові системи класифікуються по наступних **основних класифікаційних ознаках**:

- робоча або основна; повинна забезпечувати мінімальний гальмовий шлях і максимально можливі затримки (для нових автомобілів –  $5,5...7,0 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$  залежно від типу автомобіля);
- стоянкова; повинна втримувати нерухливий автомобіль на ухилі (для нових автомобілів –  $12...25 \%$  залежно від типу автомобіля);
- запасна або резервна; повинна забезпечувати гальмування автомобіля при виході з ладу робочої гальмової системи, маючи не менше  $40 \%$  ефективності в порівнянні з останньою;
- допоміжна (для автобусів повною масою понад  $5 \text{ т}$  і вантажних автомобілів – понад  $12 \text{ т}$ ); повинна забезпечувати рух автомобіля під ухил  $7 \%$  і довжиною  $6 \text{ км}$  зі швидкістю  $30 \text{ км/год}$ .

**Гальмові механізми підрозділяються:**

а) за принципом дії (по характеру зв'язку між нерухливими частинами, й тими що рухаються);

- 1) фрикційні (дискові, барабанні: колодкові й стрічкові);
- 2) гідравлічні (гідродинамічні);
- 3) електричні (індукційні, генераторні);
- 4) компресорні – протитиск у двигуні;
- 5) аеродинамічні (закрилки, парашути);

б) по розташуванню:

- 1) колісні;
- 2) трансмісійні;
- 3) на кузові (закрилки, парашути);
- 4) у двигуна (протитиск у двигуні).

***Гальмові приводи підрозділяються:***

- а) по способу передачі енергії до гальмових механізмів:
  - 1) механічні (стоянкова гальмова система);
  - 2) гідравлічні (зазвичай при повній масі  $m_a < 8$  т),
  - 3) пневматичні;
  - 4) комбіновані (гідропневматичні, пневмоелектричні);
- б) по джерелу енергії:
  - 1) водій;
  - 2) водій і підсилювач (зазвичай при  $8$  т  $> m_a > 4$  т, для легкових автомобілів зазвичай при  $m_a > 1,0$  т);
  - 3) майже повністю підсилювач (зазвичай при  $m_a > 8$  т).

***Основні вимоги до гальмового управління наступні:***

- а) висока ефективність, у тому числі;
  - 1) мінімальний гальмовий шлях при мінімальному часі спрацьовування робочої й запасної гальмових систем;
  - 2) стійкість при гальмуванні, синхронність збільшення й зменшення гальмового моменту всіх гальмових механізмів даної системи (зазвичай допускається різниця найбільших значень не більше 15 %);
  - 3) стабільні й високі значення коефіцієнта тертя в гальмових механізмах у всьому діапазоні можливих в експлуатації температур і тисків;
- б) легкість і зручність управління;
- в) висока надійність, безвідмовність роботи протягом усього терміну служби при будь-яких умовах експлуатації;
- г) гарний відвід теплоти від пар тертя гальмових механізмів і захист їх від зволоження й забруднення;
- д) мінімальний шум при спрацьовуванні;
- е) автоматична зупинка при розриві зчипки автопоїзда.

Крім того, до гальмових систем, як і до інших механізмів і систем автомобіля, пред'являють також загальні вимоги: забезпечення мінімальних розмірів і маси, висока надійність (тут вона виділена окремим пунктом, оскільки з механізмів і систем



автомобіля рульове управління й гальмові системи насамперед впливають на безпеку руху), мінімальне обслуговування, технологічність.

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до гальмових систем.

Вимога **високої ефективності** насамперед відноситься до робочої гальмової системи й забезпечується в основному за рахунок механічних гальмових механізмів, установлених в усі колеса автомобіля (автопоїзда). Застосування регулятора гальмових сил підвищує ефективність робочої гальмової системи.

В ідеальному випадку ефективність гальмових систем і, насамперед, робочої гальмової системи повинна бути не тільки високою, але й приблизно однаковою для всіх типів автомобілів. Насправді цього поки добитися не вдається.

Найбільшою ефективністю (найменший гальмовий шлях) мають легкові автомобілі, найменшу ефективність (найбільший гальмовий шлях) – автопоїзди. Правилком № 13 ЄЕК ООН пасажирські автомобілі розділені на категорії:  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_3$ , вантажні – на  $N_1$ ,  $N_2$ ,  $N_3$ , причепи й напівпричепи на  $O_1$ ,  $O_2$ ,  $O_3$ ,  $O_4$ , для яких установлені припустимі значення гальмового шляху й затримки.

Стійкість при гальмуванні в основному забезпечується високим опором шин бічним зсувам і застосуванням антиблокувальної системи.

Синхронність збільшення й зменшення гальмового моменту забезпечується високою якістю роботи гальмового привода, а також однаковим станом гальмових механізмів.

Стабільні значення коефіцієнта тертя забезпечуються добром пар тертя в гальмових механізмах при проектуванні автомобіля.

**Легкість і зручність управління** визначаються зручним розташуванням органа управління (педалі, рукоятки) і величиною його повного ходу, який не повинен перевищувати приблизно 200 мм для педалі робочої гальмової системи; невисокими значеннями зусилля, необхідного для переміщення органа управління.

Зазвичай для службових гальмувань зусилля на педалі робочої гальмової системи не повинне перевищувати 200 Н.

Застосування підсилювача полегшує роботу водія при гальмуванні. При аварійному гальмуванні на сухому асфальті зусилля на педалі може досягати значень 600 Н і більше.

**Висока надійність** гальмових систем забезпечується в основному досить великими запасами по напругах у деталях. Для забезпечення затримки автомобіля аж до його зупинки при відмовах у робочій гальмовій системі введена запасна гальмова система.

Насправді цієї системи на автомобілях немає, але її вимоги перенесені на робочу гальмову систему (у неї повинно бути не менше двох незалежних контурів) і на стоянкову гальмову систему (її конструкція повинна забезпечувати можливість її використання для гальмування при русі автомобіля; цій вимозі не відповідає трансмісійний гальмовий механізм і храповий пристрій – «паркінг»).

Уведення допоміжної гальмової системи на вантажних автомобілях і автобусах дозволяє з її допомогою забезпечувати затримку автомобіля, хоча й не до повної зупинки.

**Гарний відвід теплоти** від пар тертя гальмових механізмів робочої гальмової системи не потрібен при однократному аварійному гальмуванні, але він необхідний при частих і тривалих підгальмуваннях. Забезпечується застосуванням різних каналів і оребрень, що збільшують обдув повітрям пар тертя. Сучасні механічні гальмові механізми робочої гальмової системи виконані відкритими, не захищеними від влучення вологи й бруду.

**Мінімальний шум** при спрацьовуванні механічних гальмових механізмів забезпечується добром пар тертя й підвищеною жорсткістю деталей, що брали участь у створенні гальмового моменту.

Автоматична зупинка – спрацьовування гальмової системи причепа при розриві зчипки забезпечується установкою на причепі (і напівпричепі) автономної гальмової системи, з'єднаної з гальмовою системою тягача таким чином, що якщо це з'єднання порушується, то це приводить до спрацьовування гальмової системи причепа, що забезпечує його зупинку.

## 11.2 Робочий процес гальмових механізмів

### *Барабанні колодкові гальмові механізми.*

Гальмові механізми призначені для створення гальмових моментів. Робочий процес гальмових механізмів в основному визначається особливостями схеми сил на них.

Прийнявши постійним розподіл тиску  $p = \text{const}$  (справедливо для прироблених накладок) по дузі  $\beta$  накладки й розташування рівнодіючої  $X_1$  у центрі цієї дуги, одержимо для однієї колодки:

$$X_1 = p\beta r_6 b, \quad M_{T1} = \mu X_1 r_6, \quad (11.1)$$

де  $r_6 = d_k/2$  – радіус барабана,  $r_6 = (20...30)$  мм;

$d_k$  – діаметр обода колеса;

$b$  – ширина накладки;

$\mu$  – коефіцієнт тертя; зазвичай  $\beta = 1,6...1,8$  рад;

$p_{\text{max}} < 2,5$  МПа при екстремому гальмуванні,  $\mu = 0,3...0,35$ .

Величина гальмового моменту  $M_T$  залежить від розташування опор колодок і конструкції розтискного пристрою. Знайдемо залежність  $M_T$  від приводних сил  $P$  для гальмового механізму з однобічними опорами (на рис. 11.1 показані сили, прикладені до колодок).

При напрямку обертання барабана проти ходу годинникової стрілки, ліва колодка буде активною – вона притискається до барабана силою  $\mu X_1$ , права буде пасивною – вона віджимається від барабана силою  $\mu X_2$ . З рівнянь моментів щодо точок  $O_1$  і  $O_2$  одержуємо:

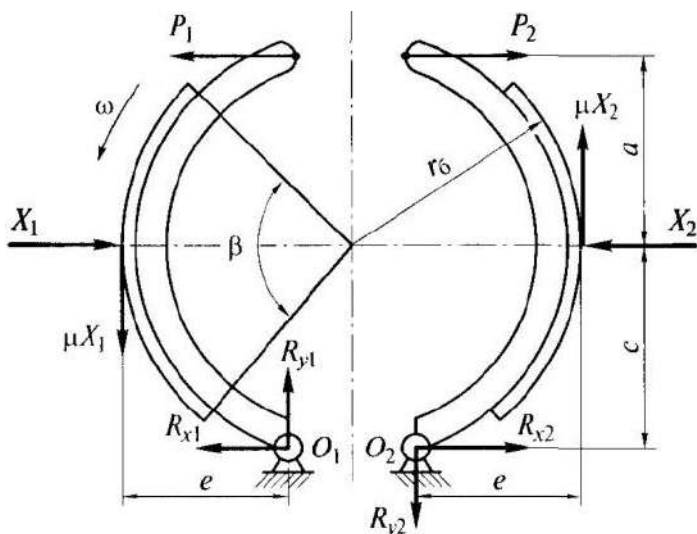
$$X_1 = P_1(a + c)/(c - \mu e) \text{ и } X_2 = P_2(a + c)/(c + \mu e). \quad (11.2)$$

Гальмовий момент двох колодок:

$$M_T = \mu r_6 (X_1 + X_2) = \mu r_6 (a + c) [P_1/(c - \mu e) + P_2/(c + \mu e)]. \quad (11.3)$$

Найпоширеніші наступні конструкції гальмових механізмів.

**Гальмовий механізм із однобічними опорами й рівним переміщенням колодок:**  $S_1 = S_2$  (розтискний кулак зафіксований в опорах – рис. 11.2, а)  $P_1 < P_2$  ( $P_2 = 2P_1$ ),  $X_1 = X_2$ .



$P$  – приводні сили;  $R$  – реакції в опорах;  
 $a, c, e, r$  – розміри

Рисунок 11.1 – Схема сил у колодковому гальмовому механізмі

тоді з рівняння (11.2)

$$P_1/(c - \mu e) = P_2/(c + \mu e), \quad (11.4)$$

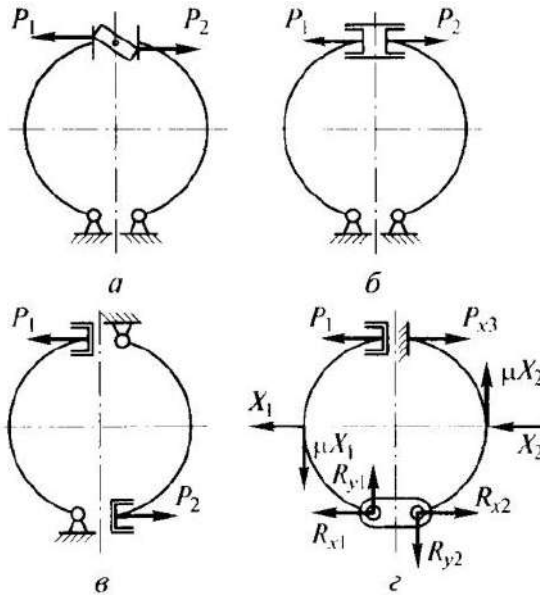
$$M_1 = 2\mu r_0 P_1(a + c)/(c - \mu e) = M_{тв}, \quad (11.5)$$

Цей гальмовий механізм врівноважений по радіальних силах ( $X_1 = X_2$ ), зношування обох колодок однаковий.

**Гальмовий механізм із однібічними опорами й рівними приводними силами:**  $P_1 = P_2$  – рис. 11.2, б (циліндр гідроприводу, а також плаваючий кулак, клин),  $X_1 = X_2$

$$M_1 = 2\mu r_0 P_1(a + c)c/(c^2 - \mu^2 e^2) = M_{тв}c/(c + \mu e) = 0,7M_{тв}. \quad (11.6)$$

Цей гальмовий механізм не врівноважений по радіальних силах ( $X_1 > X_2$ ), зношування активної колодки вище, ніж пасивної, якщо їх розміри однакові.



*a* – з рівним переміщенням; *б* – з рівними приводними силами;  
*в* – з рознесеними опорами; *г* – з великим самопосиленням;  
*P* – приводні сили; *R* – реакції в опорах

Рисунок 11.2 – Схеми колодкових гальмівних механізмів

**Гальмовий механізм із рознесеними опорами** (рис. 11.2, *в*) – обидві колодки активні (при русі заднім ходом – обидві пасивні). Якщо  $P_1 = P_2$  (циліндр гідроприводу, клин), тоді:

$$M_{т,раз} = \mu r_0 P_1 (a + c) \left[ \frac{1}{(c - \mu e)} + \frac{1}{(c + \mu e)} \right] = M_{т,с} \quad (11.7)$$

Цей гальмівний механізм урівноважений, знос колодок однаковий.

**Гальмівний механізм з великим самопідсиленням в одному напрямку** (рис. 8.2, *г*):

$$R_{x2} = R_{x1} = X_1 - P_1 (R_{x2} = 2P_1), P_2 = 0, \quad (11.8)$$

$$M_{т,с} = \mu r_0 P_1 (a + c)^2 / (c - \mu e)^2 =, \quad (11.9)$$

$$= 0,5M_{тs}(a + c)/(c - \mu e) = 1,4M_{тs}$$

Обидві колодки активні (при русі заднім ходом – обидві пасивні). Приводна сила тільки одна –  $P_1$ , а для другої колодки функції приводної сили виконує:

$$R_{x2} = 2P_1. \quad (11.10)$$

Цей гальмовий механізм має значну неврівноваженість і значно більше зношування другої (правої на рис. 11.2, з) колодки.

При  $c - \mu e = 0$  активна колодка притискається до барабана навіть при  $P=0$  (заклинює), що неприпустимо. Повинно бути  $c > \mu e$ .

### 11.3 Дисккові гальмові механізми

Дисккові гальмові механізми бувають двох типів: з обертовим диском (відкритий); з обертовим корпусом (закритий).

*Гальмовий механізм із обертовим диском* (рис. 11.3, а), має наступні особливості в порівнянні з колодковими гальмами: меншу масу; гарний відвід теплоти; урівноваженість осьових, але не окружних сил при одній парі плоских колодок; менші зазори між поверхнями тертя (0,1...0,15 мм замість 0,35...0,5 мм у колодкових гальмових механізмів) і менший хід поршня (0,35...0,40 мм замість 1,5...2,0 мм у колодкових гальмових механізмів); гірший захист від вологи й бруду й в 2-3 рази більші зноси через тиск на накладках, що досягають 5 МПа при екстрених гальмуваннях.

Величина гальмового моменту:

$$M_t = \mu Pr_{cp}n, \quad (11.11)$$

не залежить від напрямку обертання ( $n$  – число плоских колодок, зазвичай  $n = 2$ ).

Замість двох поршнів 2 може застосовуватися один, але в цьому випадку корпус 1 виконується плаваючим, що переміщується уздовж осі поршня.

*Гальмовий механізм із обертовим корпусом* (рис. 11.3, б) має дві пари тертьових поверхонь і кілька кульок у лунках. Один з дисків має упор. При нерухливому корпусі:

$$M_T = 2\mu N r_{cp} = 2\mu P r_{cp} r_{ц} n_{ц} / (r_{ш} \operatorname{tg} \alpha), \quad (11.12)$$

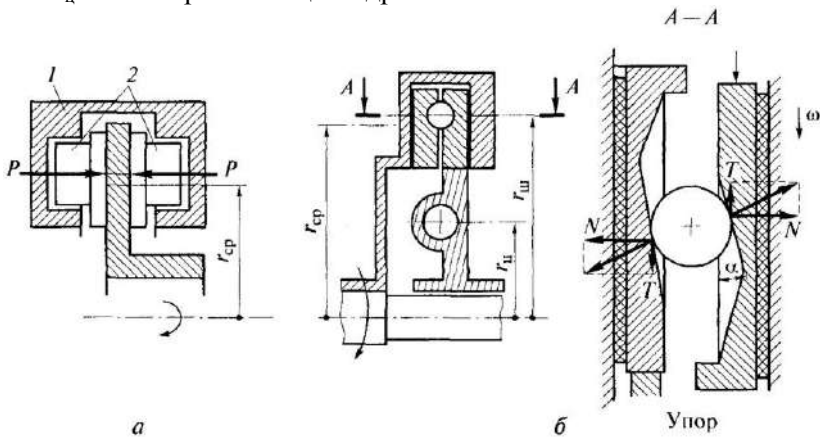
тому що сума моментів щодо осі гальмового механізму:

$$P r_{ц} n_{ц} - N r_{ш} \operatorname{tg} \alpha = 0, \quad (11.13)$$

де  $r_{cp}$  – середній радіус поверхні тертя;

$r_{ц}$ ,  $r_{ш}$  – відстані від осі обертання до осі робочого циліндра й до осі кульки;

$n_{ц}$  – число робочих циліндрів.



а – з обертовим диском; б – з обертовим корпусом;  
1 – корпус; 2 – поршень

Рисунок 11.3 – Схеми дискових гальмівних механізмів

При обертанні корпуса:

$$M_T = 2\mu N r_{cp} = 2\mu P r_{cp} r_{ц} n_{ц} / (r_{ш} \operatorname{tg} \alpha - \mu r_{cp}), \quad (11.14)$$

тому що в цьому випадку

$$P r_{ц} n_{ц} - N r_{ш} \operatorname{tg} \alpha + N \mu r_{cp} = 0. \quad (11.15)$$

Щоб гальмовий механізм не заклинював, повинно бути

$$\operatorname{tg} \alpha > \mu r_{cp} / r_{ш}. \quad (11.16)$$

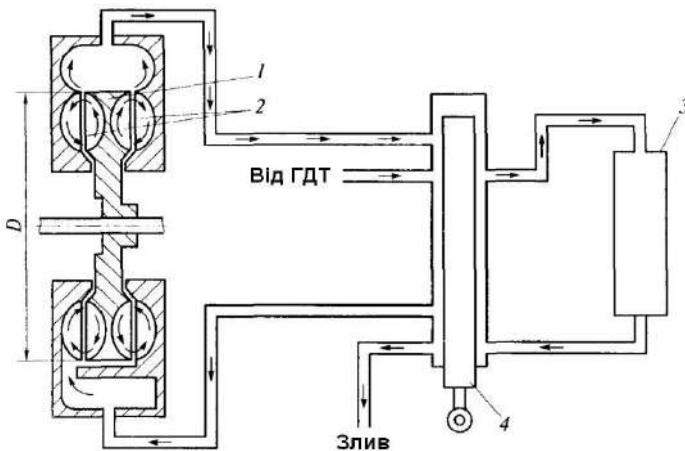
Зазвичай  $\alpha = 30...35^\circ$ .

### 11.4 Гідродинамічні гальмові механізми

Гідродинамічний гальмовий механізм використовують у якості регульованого гальма-сповільнювача допоміжної гальмової системи. Його встановлюють зазвичай в коробці передач. Ротор 1 (рис. 11.4) з обертовими лопатевими колесами закріплений на валу, нерухливі лопатеві колеса – статори 2 закріплені в нерухливому корпусі.

Робоча порожнина виконана у вигляді здвоєної гідромуфти для зрівноважування осьових сил і зменшення радіальних габаритів, але може виконуватися й у вигляді одинарної гідромуфти.

Робоча рідина (масло) у робочу порожнину надходить через клапан управління 4, за допомогою якого водій, змінюючи кількість масла в сповільнювачі, міняє величину гальмового моменту. Теплота розсіюється в теплообміннику 3. Час включення залежить від продуктивності насоса живлення й становить зазвичай близько 2...3 с.



1 – ротор; 2 – статор; 3 – теплообмінник;  
4 – клапан управління

Рисунок 11.4 – Схема гідродинамічного гальмового механізму



Гальмовий момент гідродинамічного гальма-сповільнювача, як і моменти на валах гідротрансформатора, залежить від квадрата кутової швидкості ротора  $\omega_{(p)}$ :

$$M_T = \lambda_T \rho_{ж} \omega_p^2 D^5, \quad (11.17)$$

де  $\rho_{ж}$  – щільність робочої рідини;

$D$  – активний (найбільший) діаметр робочої порожнини.

Величина коефіцієнта моменту  $\lambda_T$  змінюється залежно від ступеня заповнення робочої порожнини рідиною. У допоміжній гальмовій системі використовують також електричний гальмовий механізм (ротор закріплений на валу, статор – на нерухливому корпусі), або моторне гальмо-сповільнювач. Останнє застосовують при використанні дизелів.

Гальмовий момент дизеля становить близько 40 % від максимального тягового моменту (у бензинового двигуна – близько 25 %). При однаковій максимальній потужності тяговий момент дизеля приблизно в 1,5 рази більший, чим у бензинового двигуна, через меншу в 1,5 рази  $\omega_N$ .

Поставивши у вихлопу трубу заслінку, що прикривається з кабіни водія на режимі гальмування, забезпечують збільшення гальмового моменту за рахунок використання такту вихлопу. При цьому автоматично відключається подача палива у двигун.

Значний гальмовий момент можна одержати у двигуна, якщо забезпечити його роботу в насосному режимі в якості компресора. Для цього необхідно, відключивши подачу палива, за допомогою, наприклад, електромагнітних клапанів, що відкриваються на такті розширення (робочого ходу), випускати із циліндрів повітря, стисле на такті стиску.

Порівняння по створюваному гальмовому моменту  $M_T$  допоміжних гальмових систем з різними гальмами-сповільнювачами наведено на рис. 11.5.

### **Порівняльний аналіз механічних гальмових.**

Зазвичай для порівняння використовують наступні критерії: гальмова ефективність, стабільність, врівноваженість.

**Гальмова ефективність** не можна порівнювати по рівняннях гальмових моментів, тому що в різних гальмових механізмах для

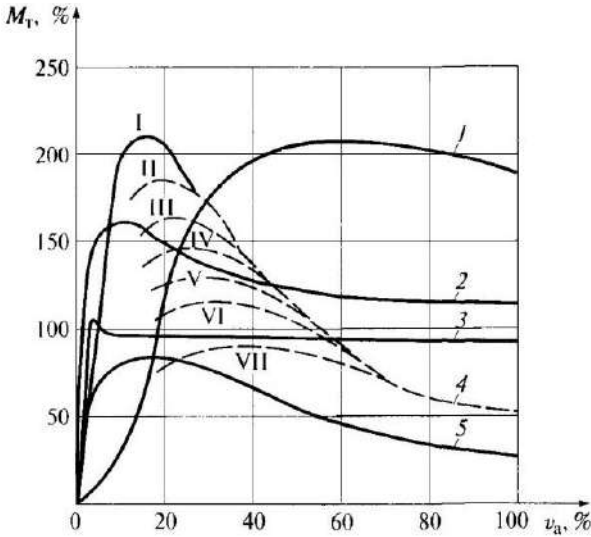
їхнього створення необхідні різні по величині приводні сили  $P$ . Тому застосовують коефіцієнт ефективності:

$$k_s = M_1/M_p, \quad (11.18)$$

де  $M_p$  – момент, обчислений по приводних силах  $P$  і радіусу додатка сил тертя  $r_{тр} = r_6$  (або  $r_{ср}$  для дискового гальмового механізму).

$$M_p = \sum Pr_{тр}. \quad (11.19)$$

Порівняння гальмових механізмів за коефіцієнтом ефективності наведено в табл. 11.1.



- 1 – гідродинамічним гальмом-сповільнювачем;
- 2 – електричним гальмом-сповільнювачем;
- 3 – фрикційним гальмом-сповільнювачем (трансмісійним гальмівним механізмом);
- 4 – двигуном в режимі насоса;
- 5 – двигуном з заслінкою на вихлопній трубі;
- I - VII – передачі в коробці передач

Рисунок 11.5 – Порівняння гальмівних моментів  $M_t$ , створених допоміжними гальмівними системами

Таблиця 11.1 – Порівняння гальмових механізмів за коефіцієнтом ефективності

Гальмовий механізм	$k$	$k$ , в % від барабанного механізму з $S_1 = S_2$
Барабанний з $S_1 = S_2$ (рис. 11.2, а)	0,70	100
Барабанний з $P_1 = P_2$ (рис. 11.2, б)	0,81	116
Барабанний з рознесеними опорами (рис. 11.2, в)	1,11	159
Барабанний з великим самопосиленням (рис. 11.2, г)	3,54	505
Дисковий з обертовим диском (рис. 11.3, а)	0,35	50
Дисковий з обертовим корпусом (рис. 11.3, б)	2,0	286

У табл. 11.1 наведені значення  $k$ , при  $e_1 = e_2 = 0,85r_6$ ,  $a = c = 0,8r_6$ ,  $\mu = 0,35$ .

Отже, за коефіцієнтом ефективності  $k$ , найкращим є гальмовий механізм із великим самопосиленням, а дисковий з обертовим диском за цим критерієм у 10 разів гірший. Якби потрібно було розмістити в заданих малих габаритах гальмовий механізм із найбільшим гальмовим моментом при найменшій приводній силі, то варто було б використовувати гальмовий механізм із великим самопосиленням.

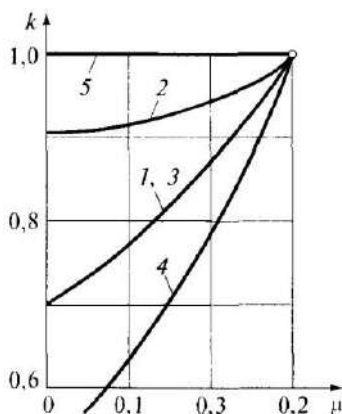
Однак для автомобілів завдання інше: розмістити в ободі колеса гальмовий механізм, що створює максимальний гальмовий момент:

$$M_{T \max} = P_{T \max} r_k, \quad (11.20)$$

де  $P_{T \max}$  – максимально можливий коефіцієнт зчеплення;  
 $G_{1\text{цл}}$  – зчіпна вага, що доводиться на одне колесо.

$$P_{T \max} = \varphi_{\max} G_{1\text{цл}}. \quad (11.21)$$

Для вирішення такого завдання годиться кожний з розглянутих гальмових механізмів. Набагато важливіший інший критерій – стабільність.



1 – з рівними переміщеннями; 2 – з рівними приводними силами; 3 – з рознесеними опорами; 4 – з великим самопідсиленням; 5 – дискових з обертовим диском  
 Рисунок 11.6 – Графік, що характеризує стабільність гальмівного моменту гальмівних механізмів

Стабільність величини гальмового моменту залежить від багатьох факторів і насамперед від зміни коефіцієнта тертя  $\mu$  (рис. 11.6, лінії 1-5 відповідають гальмовим механізмам по табл. 11.1), причому стабільність оцінюється за допомогою коефіцієнта  $k$ :

$$k = (M_T / \mu) / (M_{T0} / \mu_0). \quad (11.22)$$

Індекс 0 відповідає  $\mu = 0,3$ . Найбільшу чутливість до  $\mu$  мають гальмові механізми з більш високим коефіцієнтом ефективності  $k_3$ . Для автомобілів набагато важливіше невелике підвищення  $k$ , ніж значне підвищення  $k_3$ . Урівноваженість сил, особливо радіальних, зменшує навантаження підшипників коліс.

Гальмові барабани, колодки та їхні опори повинні мати високу жорсткість для зниження зношування й гучності («скрипу»). Скрип гальм зазвичай викликають високочастотні вібрації (500... 1500 Гц і вище) барабана й колодки, а також значна різниця в статичному й динамічному коефіцієнтах тертя.

## 11.5 Розрахунок гальмівних механізмів на нагрів

Енергетичний баланс автомобіля при гальмуванні записується в такий спосіб:

$$\delta' m_a (v_{a,n}^2 - v_{a,k}^2) / 2 = A_T + A_K + A_\varphi + A_B, \quad (11.23)$$

де  $\delta'$  – коефіцієнт обліку обертових мас (при від'єднаному двигуні  $\delta' = 1,04$ );

$m_a$  – повна маса автомобіля;

$A_T$  – робота сил тертя в гальмових механізмах;

$A_K, A_\varphi, A_B$  – робота сил опору коченню (включаючи втрати в трансмісії), ковзання шин, повітря відповідно.

Якщо  $\lambda$  – коефіцієнт ковзання загальмованого колеса, тоді:

$$A_T = P_T S_T (1 - \lambda), \quad (11.24)$$

$$A_K = f g m_a S_T (1 - \lambda), \quad (11.25)$$

$$A_\varphi = \varphi g m_a S_T \lambda, \quad (11.26)$$

$$A_B = P_{в.ср} S_T, \quad (11.27)$$

де  $P_T$  – сила гальмування гальмових механізмів;

$S_T$  – шлях гальмування.

При блокуванні коліс:

$$\lambda = 1, A_T = A_K = 0. \quad (11.28)$$

У табл. 11.2 наведені дані по енергетичному балансу гальмування двохосового автомобіля з початковою швидкістю  $v_{a,n} = 60$  км/год.

При розрахунках навантаження гальмових механізмів значеннями  $A_K, A_\varphi, A_B$  зазвичай зневажають. Зношування фрикційних накладок побічно оцінюють по величині питомої роботи тертя при одноразовому гальмуванні до  $v_{a,n} = 0$ :

$$A_{т.уд} = A_T / F_{сум}, \quad (11.29)$$

де  $F_{сум}$  – сумарна поверхня фрикційних накладок.

Таблиця 11.2 – Співвідношення робіт сил опору при гальмуванні

Сили	Сила на педалі, Н			Число блокованих коліс	
	0	100	600	Два	Всі
Тертя в гальмових механізмах	0	61	86	49	0
Опору коченню	87	32	8	4	0
Опору повітря	13	7	2	2	2
Ковзання шин	0	0	4	45	98

При гальмуванні з  $v_{a,n} = 60$  км/год повинно бути залежно від типу автомобіля:

$$A_{т,уд} < (4 \dots 10) \times 10^3 \text{ Дж/см}^2. \quad (11.30)$$

Використовують також оцінку по питомому навантаженню накладок:

$$q = gm_a / F_{сум}. \quad (11.31)$$

Для легкових автомобілів  $q = 10 \dots 20$  Н/см<sup>2</sup>, для вантажних  $q = 20 \dots 40$  Н/см<sup>2</sup>.

Підвищення температури гальмового барабана (диска в дискового гальмового механізму) при одноразовому інтенсивному й короткочасному (аварійному) гальмуванні, зневажаючи розсіюванням теплоти в навколишнє середовище, одержимо з умови:

$$P_t dS_t = m_{б,сум} c dt, \quad (11.32)$$

$$\Delta t = A_t / (m_{б,сум} c), \quad (11.33)$$

де  $m_{б,сум}$  – сумарна маса всіх барабанів (або дисків);  
 $c = 482$  Дж/(кг·°С) – питома теплоємність чавуну або сталі ( $c = 840$  Дж/(кг·°С) для алюмінію).

Повинно бути  $\Delta t < 60$  °С при  $v_{a,n} = 60$  км/год.

Поки немає загальних норм на підвищення температури  $\Delta t$  при тривалому гальмуванні, коли значна частина теплоти встигає піти в навколишнє середовище, хоча відомо, що для зменшення  $\Delta t$  необхідно збільшувати  $F_{\text{сум}}$ . Практично при орбренні барабанів температура при тривалому гальмуванні знижується на 35...40 %.

Слід враховувати, що при гальмуванні гальмові механізми передніх і задніх осей можуть мати різну енергонавантаженість. При тривалих гальмуваннях температура барабанів може досягати 250°C, дисків – 500°C. Перегрів гальмових механізмів призводить до руйнування фрикційних накладок.

### 11.6 Гальмові приводи

Для підвищення надійності привод, крім механічного, повинен мати не менше двох незалежних контурів, для підвищення ефективності – підсилювач і регулятор гальмових сил, а також антиблокувальну систему.

**Механічний привод** застосовується тільки в стоянкових гальмових системах. Він простий – зазвичай це троси й зрівняльні важелі, а при пневматичному приводі робочої гальмової системи, гальмові камери середнього й заднього мостів на стоянці включаються пружинами, вимикаються стисненням повітрям, час дії не обмежений, але має низький ККД (0,8...0,85 і менше), великі пружні деформації, дійсний хід важеля складе:

$$S_{\text{рл}} = (1,2 \dots 1,4) S_{\text{р}}, \quad (11.34)$$

де  $S_{\text{р}}$  – розрахунковий хід).

**Гідралічний привод** забезпечує одночасність дії гальмових механізмів, має слідкуючу дію (по зусиллю), високий ККД (0,92...0,98), малий час спрацьовування, але можливе замаслення гальмових механізмів при витoku рідини й навіть вихід з ладу, а при  $t^{\circ} < -30^{\circ}\text{C}$  – зниження ефективності через загустіння рідини.

При службових гальмуваннях тиск у системі при екстрених гальмуваннях – 8...12 МПа:

$$p_0 = 0,4 P_{\text{п}} u_{\text{п}} \eta_{\text{п}} / (\pi d_{\text{г}}^2) \text{ МПа}, \quad (11.35)$$

де  $P_{и}$  – зусилля на педалі;  
 $u_{п}$  – передаточне число від педалі до головного гальмового циліндра;  
 $d_{г}$  – діаметр головного гальмового циліндра.  
 Хід педалі для двохосьового автомобіля:

$$S_{п} = u_{п}[2d_1^2(\delta'_1 + \delta''_1) + 2d_2^2(\delta'_2 + \delta''_2)]/d_{г}^2 + \delta_0 u_{п}, \quad (11.36)$$

де  $d_1, d_2$  – діаметри циліндрів передніх і задніх гальмових механізмів;  
 $\delta', \delta''$  – переміщення поршнів першої й другої колодки гальмового механізму;  
 $\delta_0$  – зазор у приводі педалі.

Силове передаточне число гідравлічного приводу двохосьового автомобіля причому для легкових автомобілів  $u_c = 30...40$ , для вантажних –  $u_c = 50...60$ :

$$u_c = \sigma(P_1 + P_2)/P_{п} = 4(d_1^2 + d_2^2)u_{п}\eta/d_{г}^2, \quad (11.37)$$

На рис. 11.7 наведені деякі схеми робочих гальмових систем з гідравлічним приводом. Для схеми, наведеної на рис. 11.7, *а*, відмова переднього контуру дозволяє зберегти лише близько 40 % гальмової ефективності для легкових автомобілів (при статичному розподілі ваги по осях по 50 %).

Схеми, наведені на рис. 11.7, *б* і *в*, забезпечують збереження 50 % гальмової ефективності при відмові кожного із двох контурів. Для схеми, зображеної на рис. 11.7, *в*, необхідне застосування негативного плеча обкатування керованих коліс через появу моменту що розвертає автомобіль при відмові одного з контурів.

**Пневматичний підсилювач гідравлічного приводу** (рис. 11.8).

За умови  $\sum P = 0$  для штока головного гальмового циліндра 3:

$$X = \pi d_1^2 p / (0,4\eta) = X_1 + X_2, \quad (11.38)$$

де  $d_1$  – діаметр поршня головного гальмового циліндра;



$X_1$  – зусилля, створюване силою  $P_{п1}$ ;

$$X_1 = (P_{п1}l - P_{п1}dc/b)/a, \quad (11.39)$$

$P_{п1}$  – зусилля пружини крана управління  $l$ ;

$X_2$  – зусилля, створюване пневмоциліндром 4 підсилювача;

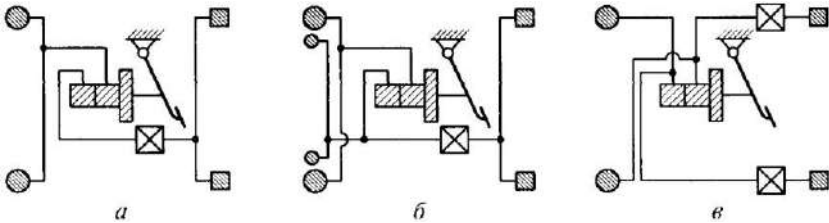
$$X_2 = S(p_{в} - p_{а}) - c_{п1}h, \quad (11.40)$$

$$S = \pi(D_{в}^2 - d_{в}^2)/4, \quad (11.41)$$

$p_{в}-p_{а}$  – надлишковий тиск повітря в циліндрі підсилювача;

$c_{п1}$  – жорсткість пружини циліндра;

$h$  – хід штока.



$a$  – з роздільними контурами;  $b$  – задній контур з додатковими передніми робочими циліндрами;  $v$  – діагональна схема привода

Рисунок 11.7 – Деякі схеми робочих двоконтурних гальмових систем з гідравлічним приводом

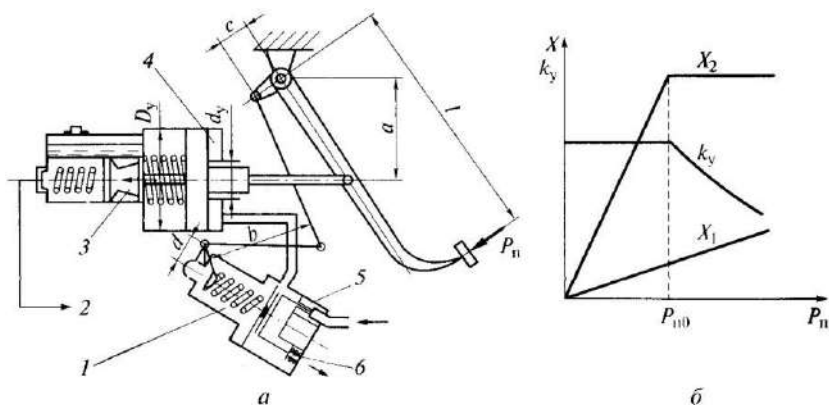
Коефіцієнт підсилення  $k_y$  (аналогічно коефіцієнту ефективності підсилювача рульового управління):

$$k_y = (X_1 + X_2)/X_1 \quad (11.42)$$

Поки  $h < h_{\max}$  маємо  $k_y = \text{const}$  (рис. 11.7, б), тому що зусилля на педалі пропорційне ходу штока, причому зазвичай  $k_{y \max} = 6...10$ . Зменшення  $k_y$  при гальмуваннях з великими значеннями  $P_{п1}$  – істотний недолік цього підсилювача.

Працює пневматичний підсилювач у такий спосіб. При натисканні на гальмову педаль через систему тяг і важелів із плечима  $c, b, d$  передається зусилля на пружину крана управління 1. Це зусилля, впливаючи на двоплечий важіль, закриває клапан

6, через який відбувається сполучення з атмосферою, і відкриває клапан 5, через який відбувається сполучення зі стисненим повітрям, що перебуває у ресивері.



а – схема; б – характеристика; 1 – кран управління;  
 2 – до гальмових механізмів; 3 – головний гальмовий циліндр;  
 4 – пневмоциліндр підсилювача; 5 – клапан для з'єднання  
 з ресивером; 6 – клапан для сполучення з атмосферою;  
 $X_1, X_2$  - зусилля, створювані водієм і підсилювачем, відповідно;  
 $P_{п}$  – зусилля на педалі;  $k_y$  – коефіцієнт підсилення;  
 $a, b, c, d$  – розміри;  $D_y, d_y$  - зовнішній і внутрішній діаметри

Рисунок 11.8 – Пневматичний підсилювач  
 гідравлічного гальмового привода

Порція стисненого повітря проходить у пневмоциліндр 4 підсилювача, а також створює зусилля, що протидіє пружині крана управління 1, забезпечуючи закриття клапана 5. Обидва клапани виявилися закритими. Чим сильніше натиснута гальмова педаль, тим більший тиск стисненого повітря необхідний для закриття клапана 5. У такий спосіб у цьому підсилювачі здійснюється спостереження по зусиллю. При розгальмовуванні відкривається клапан 6, через який стиснене повітря з підсилювача виходить в атмосферу. Пневматичний підсилювач працює як при працюючому, так і при непрацюючому двигуні.

**Вакуумний підсилювач гідравлічного привода** (рис. 11.9). За умови  $\sum P = 0$  на штоку 8 поршня 9 одержимо:

$$X = Fp_B = X_1 + X_2, \quad (11.43)$$

де  $X_1 = Fp_A$  – зусилля, створюване водієм;

$p_B, p_A$  – тиск у лініях Б і А;

$F$  – площа поршня 9;

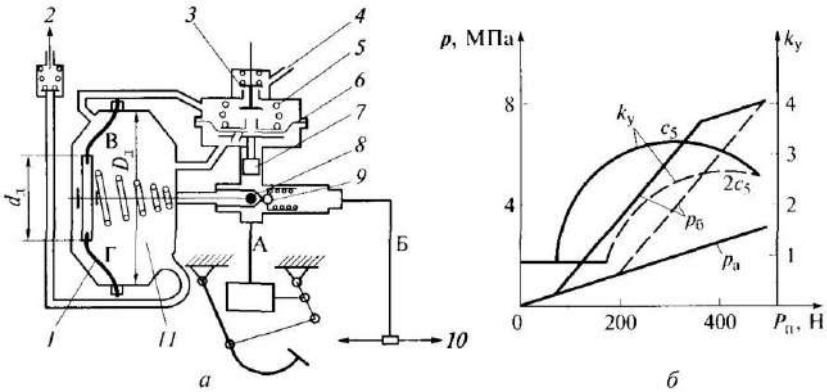
$X_2$  – зусилля, створюване підсилювачем;

$$X_2 = S(p_B - p_A) - (P_{\text{пр}} + c_{\text{пр}}h), \quad (11.44)$$

$S$  – робоча площа діафрагми 1;

$$S = \pi(D_y^2 + D_y d_y + d_y^2)/4, \quad (11.45)$$

$P_{\text{пр}}$  – попердній натяг пружини 11 діафрагми.



а – схема; б – характеристика; 1, 6 – діафрагми; 2 – випуск до впускного колектора двигуна; 3 – здвоєні клапани;

4 – випуск у атмосферу; 5, 11 – пружини; 7, 9 – поршні;

8 – шток; 10 – випуск до гальмових механізмів

Рисунок 11.9 – Вакуумний підсилювач гідравлічного гальмового привода

Величину  $p_B - p_A$  визначають із умови  $\sum P = 0$  для діафрагми б клапана управління з поршнем 7:

$$S_5(p_B - p_A) = P_{\text{п}} u_{\text{п}} d_6^2 / d_7^2 - (P_{\text{пр}5} + P_{\text{пр}8}), \quad (11.46)$$

де  $P_{пр5}$ ,  $P_{пр8}$  – натяг пружин 5 і 8.

Коефіцієнт підсилення буде в цьому випадку мати вигляд кривої з опуклістю нагору (рис. 11.9, б), причому зазвичай  $k_{уmax} = 2,5...3,5$ . Значення  $k_{уmax}$  суттєво залежать від жорсткості  $c_5$  пружини 5 діафрагми клапана управління. На рис. 11.9, б показана зміна характеристики при збільшенні  $c_5$  у 2 рази (штрихові лінії).

Працює вакуумний підсилювач у такий спосіб. При працюючому двигуні повітря відсмоктується у впускний колектор двигуна з порожнин В і Г (рис. 11.9, а), що сполучаються через нижній клапан здвоєного клапана 3. При цьому верхній клапан закритий. При натисканні на гальмову педаль тиском у лінії А на поршень 7, якщо його достатньо для подолання зусилля пружини 5, піднімається сідло нижнього клапана, закріплене на діафрагмі 6.

Нижній клапан закривається, а верхній клапан відкривається, пропускаючи порцію повітря з атмосфери в порожнину В і в порожнину над діафрагмою. При цьому верхній клапан закривається. Обидва клапани виявилися закритими.

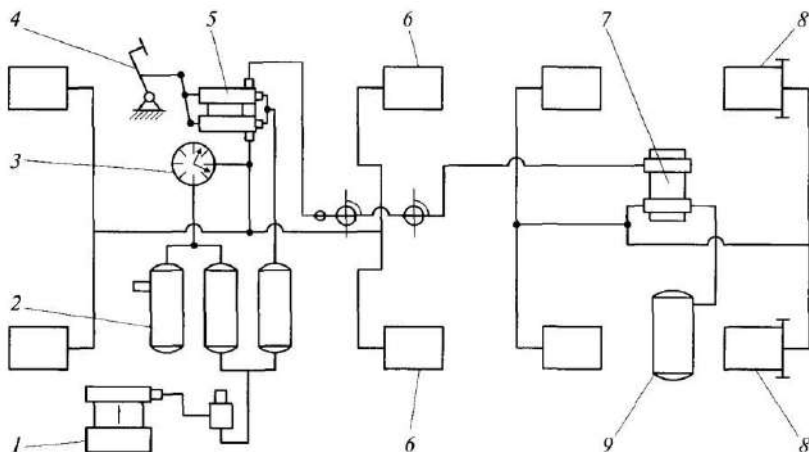
Чим сильніше натиснута гальмова педаль, тем більший тиск атмосферного повітря необхідний для закриття верхнього клапана. У такий спосіб у цьому підсилювачі здійснюється спостереження по зусиллю.

При розгальмовуванні відкривається нижній клапан, через який повітря з порожнини В відсмоктується через порожнину Г у впускний колектор двигуна. При непрацюючому двигуні вакуумний підсилювач не працює.

**Пневматичний привод** працює з посиленням. На рис. 11.10 представлена найбільш проста, зручна для вивчення схема одноконтурного (для тягача) однопровідного (для зв'язку із причепом) пневматичного привода без регулятора гальмових сил і без антиблокувальної системи. У даний час такі приводи не застосовуються.

Джерелом енергії є компресор 1 і балони 2, 9 зі стисненим повітрям (ресивери). Водій через педаль 4 впливає на гальмовий кран 5, забезпечуючи підведення повітря під тиском до

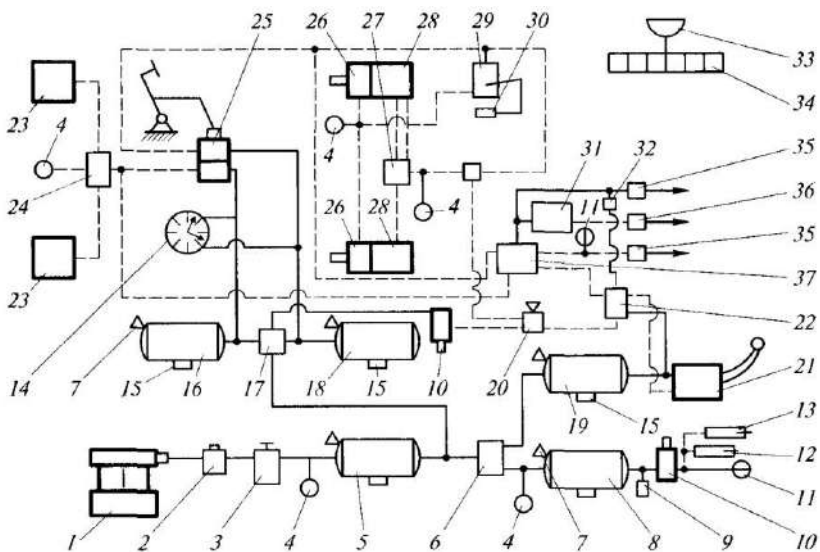
гальмових камер 6 тягача й (через клапан 7 причепа) до гальмових камер 8 причепа. Пневматичний привод має в порівнянні з гідравлічним більш високу надійність і більш просте з'єднання з гальмовою системою причепа, але більшу вагу й габарити вузлів (через значно менші тиски), а також більший час спрацювання. До того ж час видалення повітря з гальмових пристроїв в 1,5-2 рази більший, ніж час їх заповнення. Для прискорення видалення повітря з гальмових камер застосовують прискорювальні клапани.



- 1 – компресор з регулятором тиску; 2 – ресивер тягача;  
 3 – манометр; 4 – гальмова педаль; 5 – двосекційний гальмовий кран;  
 6 – гальмова камера тягача; 7 – гальмовий клапан причепа;  
 8 – гальмова камера причепа; 9 – ресивер причепа

Рисунок 11.10 – Схема одноконтурного однопровідного пневматичного приводу автопоїзда

Тиск повітря в гальмовій системі тягача підтримується на рівні 0,7...0,8 МПа (запобіжний клапан настроєно на 0,9 МПа). Тиск у гальмовій системі причепа при однопровідній системі повинен бути нижче на 0,2...0,25 МПа, щоб зменшити час спрацювання гальмової системи причепа. Істотним недоліком однопровідної системи є падіння тиску в гальмовій системі причепа при частих гальмуваннях, наприклад, на спусках.



- 1 – компресор; 2 – регулятор тиску; 3 – запобіжник від замерзання;  
 4 – клапан контрольного виводу; 5 – ресивер з конденсацією вологи;  
 6 – захисний двоконтурний клапан; 7 – датчик падіння тиску;  
 8, 16, 18, 19 – ресивери; 9 – повітророзподільник; 10 – кран;  
 11 – датчик сигналу гальмування; 12 – пневмоциліндр привода  
 заслінки допоміжної гальмової системи; 13 – пневмоциліндр  
 вимкнення подачі палива; 14 – манометр; 15 – кран зливу конденсату;  
 17 – потрійний захисний клапан; 20 – двомагістральний клапан;  
 21 – кран стоянкової гальмової системи; 22 – прискорювальний клапан;  
 23 – передня гальмова камера; 24 – клапан-обмежувач тиску;  
 25 – двосекційний гальмовий кран; 26 – задня гальмова камера;  
 27 – клапан швидкого розгальмовування; 28 – пружинний  
 енергоакумулятор; 29 – регулятор гальмових сил; 30 – пружний  
 елемент зв'язку із заднім мостом; 31 – клапан управління  
 однопровідним приводом причепа; 32 – захисний клапан;  
 33 – звуковий сигнал; 34 – блок сигнальних ламп; 35, 36 – сполучні  
 головки; 37 – клапан управління двопровідним приводом причепа

Рисунок 11.11 – Схема двоконтурного одно- й двопровідного пневматичного привода тягача

Це відбувається тому, що повітря з ресивера причепа

витрачається, а необхідна підзарядка від ресиверів тягача не надходить. Тому в сучасних автопоїздах застосовується двопровідна система із двома пневмолініями: живильної й керуючої.

На багатьох тягачах передбачена можливість приєднання причепів не тільки із двопровідною системою, але й з однопровідною. На рис. 11.11 представлена як приклад одна зі схем сучасного двоконтурного одно- й двопровідного пневматичного привода (без антиблокувальної системи) тягача.

На схемі виділені жирними лініями компресор 1, крани 10 управління допоміжною гальмовою системою й аварійного розгальмовування стоянкової гальмової системи, кран 21 стоянкової гальмової системи, двосекційний гальмовий кран 25 з гальмовою педаллю, передні гальмові камери 23, задні гальмові камери 26 із пружинними енергоакумуляторами 28. На схемі не показані трубопроводи, що з'єднують датчики падіння тиску 7 із блоком сигнальних ламп 34. Суцільними лініями показані трубопроводи, що постійно перебувають під тиском.

Ускладнення пневматичного привода відбулося у зв'язку з появою ряду сучасних вимог до гальмових систем. При цьому, крім основних частин живлення (позиції 1-5), можна виділити п'ять автономних контурів. Так, робоча гальмова система повинна бути двоконтурною.

У зв'язку із цим секції двосекційного гальмового крана 25, що спрацьовують від гальмової педалі, почали управляти тиском у передньому контурі з гальмовими камерами 23 через клапан-обмежувач тиску 24 і в задньому контурі з гальмовими камерами 26 через регулятор гальмових сил 29.

Гальмова система причепа при однопровідному приєднанні одержує команду на гальмування й стиснене повітря через клапан управління 31 і сполучну головку 36, а при двоконтурному приєднанні – через клапан управління 37 і сполучні головки 35 з урахуванням тисків у передньому й задньому контурах тягача. Клапан 37 має з'єднання й із краном 21 стоянкової гальмової системи.

Стоянкова гальмова система (пружинні енергоакумулятори 28, що впливають на задні гальмові механізми) має пневматичне управління від крана 21 через прискорювальний клапан 22,

двомагістральний клапан 20 і клапан швидкого розгальмовування 27. До цієї лінії приєднаний і кран аварійного розгальмовування 10. Допоміжна гальмова система управляється краном 10, що впливає на пневмоциліндр 12 привода заслінки у вихлопній трубі й на пневмоциліндр 13 вимикання подачі палива.

У пневматичному гальмовому приводі на рис. 11.11 передбачені запобіжник від замерзання 3 і клапани 4 контрольного виводу. Крім основного ресивера 5, передній і задній гальмові контури, стоянкова й допоміжна гальмові системи живляться від своїх ресиверів 16, 18, 19, 8, у яких передбачені крани 15 для зливу конденсату й датчики 7 падіння тиску, з'єднані із сигнальними лампами в блоці 34.

**Електропневматичний привод** усе частіше застосовують на автопоїздах, де довжина пневмоліній між тягачем і причепом може бути 15...20 м і більше, що призводить до неприпустимого збільшення часу спрацьовування гальмової системи причепа.

У сучасних електропневматичних приводах застосовується електронне управління процесом гальмування, при якому не тільки забезпечується висока швидкодія, але й регулюється розподіл гальмових сил між мостами. Одна зі схем електропневматичного привода наведена на рис. 11.12.

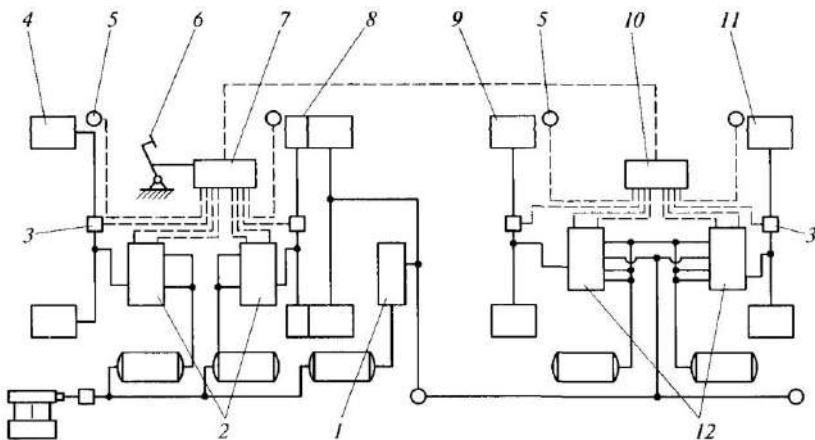
При натисканні на гальмову педаль 6 електронні блоки управління (БУ) 7 і 10 подають команду на електромагнітні клапани модуляторів 2 і 12, які сполучають ресивери з гальмовими камерами 4 і 8 тягача й 9 і 11 причепа.

Тиск у гальмових камерах установлюється пропорційно переміщенню гальмової педалі, на якій є потенціометричний датчик, а також відповідно до навантаження на мости, на яких установлені датчики тиску повітря й датчики 5 навантаження на мости.

При ушкодженні електроланок для гальмування автопоїзда використовують кран 1 ручного управління. Використання електропневматичного привода з електронними БУ дозволяє виключити ряд традиційних пристроїв гальмового пневмопривода.

**Двосекційний гальмовий кран** застосовується в пневмоприводі автопоїзда. На рис. 11.13 він показаний у стані сталого гальмування.





1 – кран ручного управління; 2, 12 – модулятори; 3 – датчик тиску повітря; 4, 8 – гальмівні камери тягача; 5 – датчик навантаження; 6 – педаль; 7, 10 – блоки управління; 9, 11 – гальмівні камери причепа

Рисунок 11.12 – Схема електропневматичного гальмівного приводу автопоїзда

Якщо до тяги 1 крана прикладене зусилля  $T = P_{\text{п}} u_{\text{п}}$  тоді на штоку 2 верхньої секції (секція причепа) буде сила  $R = T(d + c)/d$ , а на стакані 12 нижньої секції (секція тягача) буде сила:

$$H = Tc(c + f)/(df), \quad (11.47)$$

Зусилля у вильчатому з'єднанні важелів:

$$L = R - T = Tc/d. \quad (11.48)$$

Таким чином:

$$R/H = f(c + d)/[(e + f)c]. \quad (11.49)$$

Слідкуюча дія (по зусиллю) обумовлена рівновагою сил, що діють на діафрагму (без обліку тертя) як для верхньої (зворотної дії), так і для нижньої (прямой дії) секцій:  
для верхньої секції

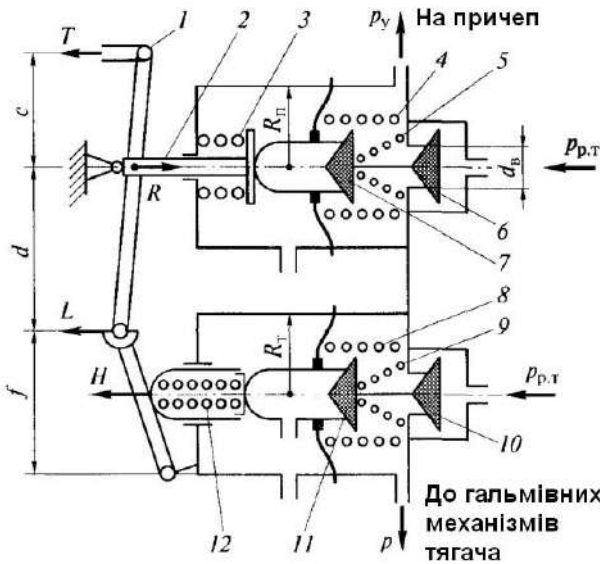
$$P_{пк_{пнв}} = P_{пр3} - P_{пр4} - p_y F_{д}, \quad (11.50)$$

для нижньої секції

$$P_{пк_{пни}} = p F_{д} + P_{пр8}, \quad (11.51)$$

де  $p_y$  – тиск повітря в лінії управління гальмовими механізмами причепа;

$p$  – тиск повітря в гальмових камерах тягача.



1 – тяга; 2 – шток; 3, 4, 8 – робочі пружини; 5, 9 – пружини клапанів;  
6, 10 – впускні клапани; 7, 11 – атмосферні клапани; 12- стакан;

$T, R, L, H$  – приводні сили;  $p_{р.т}$  – тиск у ресиверах тягача;  
 $p$  – тиск у гальмових механізмах тягача;  $p_y$  – тиск у лінії управління гальмовими механізмами причепа;

$R_т, R_п$  – радіуси секцій тягача й причепа

Рисунок 11.13 – Схема двохсекційного гальмівного крана

По рівняннях (11.50) і (11.51) можна побудувати так звану статичну характеристику гальмового крана, тобто залежність  $p$  і  $p_y$  від зусилля на педалі  $P_п$  або від ходу педалі  $S_п$ . Ці залежності

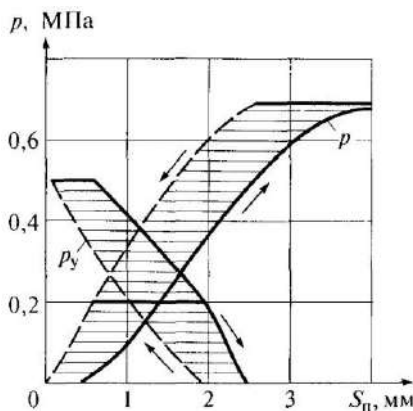
повинні бути лінійними, але з урахуванням сил тертя й пружності деталей вони виходять нелінійними (рис. 11.14).

Розглянемо роботу гальмового крана (рис. 11.13). Якщо гальмова педаль відпущена, у секції причепа відкритий впускний клапан 6 (магістраль управління під тиском) і закритий атмосферний клапан 7, а в секції тягача впускний клапан 10 закритий, атмосферний клапан 11 відкритий (робоча магістраль тягача без тиску).

При натисканні на педаль гальма клапани послідовно займають наступні положення (ВК – впускний клапан, АК – атмосферний клапан):

- у секції причепа: 1) ВК – відкритий, АК – закритий; 2) ВК і АК – закриті; 3) ВК – закритий, АК – відкритий (падає тиск у магістралі управління); 4) ВК і АК – закриті;
- секції тягача: 1) ВК – закритий, АК – відкритий; 2) ВК і АК – закриті; 3) ВК – відкритий (зростає тиск у робочій магістралі тягача), АК – закритий; 4) ВК і АК – закриті.

Кінець перехідних процесів, коли всі клапани закриті (гальмування, що встановилося), показаний на рис. 11.13.



$p$  – тиск у гальмових механізмах тягача;  
 $p_y$  – тиск у лінії управління гальмовими механізмами причепа

Рисунок 11.14 – Характеристика двосекційного гальмового крана

Початок гальмування причепа відповідає моменту порушення герметичності атмосферного клапана секції причепа. У деяких межах секція причепа нечутлива до зміни зусилля  $R$ . Те ж саме стосується й зусилля  $H$  для секції тягача. Слід зазначити, що зони нечутливості заштриховані на рис. 11.14.

Досконалість крана по точності спостереження й спрацьовуванню оцінюють коефіцієнтами нечутливості:

$$\sigma_r = 1 - R_{\min}/R_{\max}, \quad (11.52)$$

$$\sigma_h = 1 - H_{\min}/H_{\max}, \quad (11.53)$$

які повинні становити 0,05...0,3 (більші значення відповідають малим  $p$  і  $p_y$ ).

Витрата повітря на одне гальмування:

$$V_{\tau} = V_{\text{ц}}n + V_{\text{м}}, \quad (11.54)$$

де  $V_{\text{ц}}$  – обсяг однієї гальмової камери або циліндра;

$n$  – число камер;

$V_{\text{м}}$  – обсяг магістралей.

Вважаючи, що число гальмувань в 1 хв  $m = 0,8...1,4$  при русі в місті й 0,2...0,5 при русі за містом, приймають  $m = 1$  і визначають продуктивність компресора:

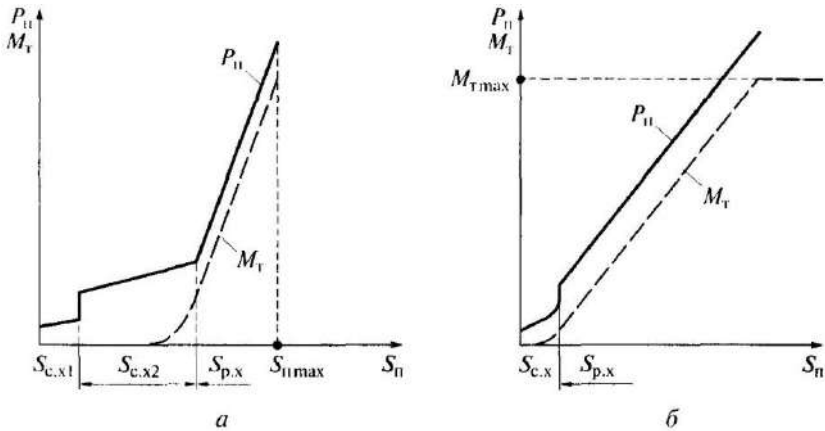
$$Q = V_{\tau}m + Q_{\text{вт}} + Q_{\text{др}}, \quad (11.55)$$

де  $Q_{\text{вт}}$  – витрата витоків повітря;

$Q_{\text{др}}$  – витрата на інші потреби: приводи дверей, склоочисники, підсилювачі, тощо.

Загальний обсяг ресиверів повинен відповідати 20...40 гальмуванням  $V_p = (20...40)V_{\tau}$ . Діаметр трубопроводів визначають для швидкості руху повітря по них 10...20 мс<sup>-1</sup>.

Залежність зусилля  $P_{\text{п}}$  на гальмовій педалі від ходу  $S_{\text{п}}$  педалі різна при гідравлічному й пневматичному приводах. При гідравлічному приводі (рис. 11.15, а) тиск рідини й  $M_{\tau}$  не підвищується доти, поки всі колодки не впруться в барабани (диски).



а – при гідравлічному приводі; б – при пневматичному приводі

Рисунок 11.15 – Залежності зусилля  $P_{II}$  на педалі гальма і гальмівного моменту  $M_T$ , від ходу  $S$  педалі

Це відповідає переміщенню  $S_{c,x2}$  педалі, після чого  $M_T$  збільшується пропорційно  $P_{II}$ , а переміщення педалі відбувається тільки через пружності деталей. Максимальне значення  $M_T$  обмежене упором педалі в обмежник ходу.

При пневматичному приводі (рис. 11.15, б) немає  $S_{c,x2}$ , але час спрацювання більше, чим при гідравлічному приводі, тому що стиснене повітря повинно пройти від гальмового крана по трубопроводах до гальмових камер, причому в гальмовому крані повинен настати рівноважний стан.

Максимальне значення  $M_{T,max}$  визначається максимальним тиском повітря в системі, яке зазвичай не перевищує 0,75 МПа. Для зменшення часу розгальмовування близько гальмових камер установлюють прискорювальні клапани. Застосувати що-небудь подібне для зменшення часу спрацювання пневматичного привода при включенні гальмових механізмів поки не вдається.

### 11.7 Регулятор гальмових сил

Тому що максимальна сила гальмування обмежена зчепленням коліс із дорогою, для випадку одночасного гальмування всіх коліс до юза, коли  $P_{тн} = gm_n\varphi$ , для передньої

(індекс 1) і задньої (індекс 2) осей повинно бути:

$$P_{\tau 1 \max} = \varphi g m_a (b + h\varphi) / L, \quad (11.56)$$

$$P_{\tau 2 \max} = \varphi g m_a (a - h\varphi) / L, \quad (11.57)$$

де  $a$ ,  $b$ ,  $h$  – відстань від центру ваги до передньої осі, до задньої осі, до дороги відповідно;

$L$  – база автомобіля.

Використовуючи залежності (11.56) і (11.57), одержимо оптимальне значення коефіцієнта розподілу гальмових сил  $\beta_{\tau} = P_{\tau 1} / P_{\tau 2}$  для різних значень  $\varphi$  (рис. 11.16,  $a$ ). Однак для реального автомобіля без регулятора можна реалізувати тільки одне значення:

$$\beta_{\tau 0} = (b + h\varphi_0) / (a - h\varphi_0), \quad (11.58)$$

При  $\varphi > \varphi_0$ , першими при збільшенні зусилля на гальмовій педалі блокуються задні колеса, що зазвичай призводить до заносу автомобіля. При  $\varphi < \varphi_0$ , першими блокуються передні колеса, що може призвести до втрати керованості, ліквідованої легше, чим занос. Тому для автомобіля без регулятора рекомендувалося проектувати робочу гальмову систему при повному навантаженні на  $\varphi_0 = 0,7$ .

Для автомобілів з регулятором гальмових сил рекомендуються при повному навантаженні значно менші  $\varphi_0$ . Як приклад оберемо легковий п'ятимістний автомобіль, для якого при повному (100 %) навантаженні  $a/L = b/L = 0,5$ ,  $h/L = 0,37$ .

Прийнявши  $\varphi_0 = 0,42$  для повного навантаження ( $\beta_{\tau 0} = 1,275$ ), одержимо  $\varphi_0 = 0,22$  і  $\beta_{\tau 0} = 1,34$  для 20 % навантаження (легковий автомобіль із водієм). Для реального автомобіля замість ідеальних залежностей (11.56 – 11.57) маємо:

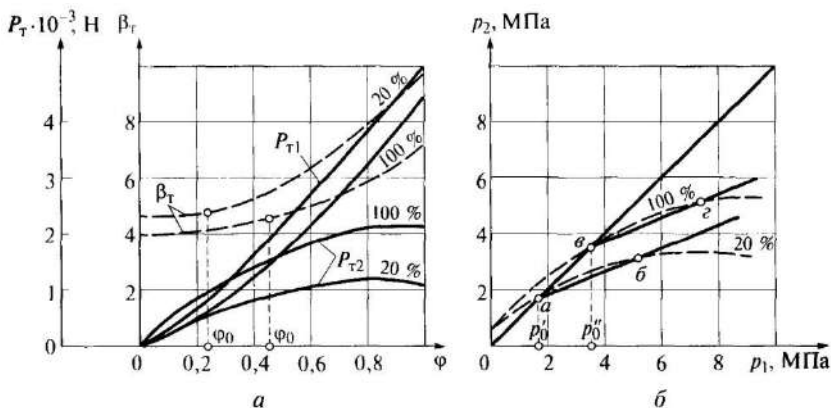
$$P_{\tau 1} = C_1(p_1 - p_1'), \quad (11.59)$$

$$P_{\tau 2} = C_2(p_2 - p_2'), \quad (11.60)$$

де  $C_1$ ,  $C_2$  – конструктивні постійні;

$P_1', P_2'$  – тиску, пропорційні зусиллям зворотних пружин, причому для реального автомобіля без регулятора  $p_2 = p_1$ .

На рис. 11.16, а наведені ідеальні залежності  $P_{T1}$  і  $P_{T2}$ , а на рис. 11.16, б – ідеальні залежності  $p_2 = f(p_1)$  (штрихові лінії).



прямі  $ab$  і  $ac$  відповідають регулятору гальмівних сил;  
 100 і 20% відповідають ступеню навантаження на автомобіль

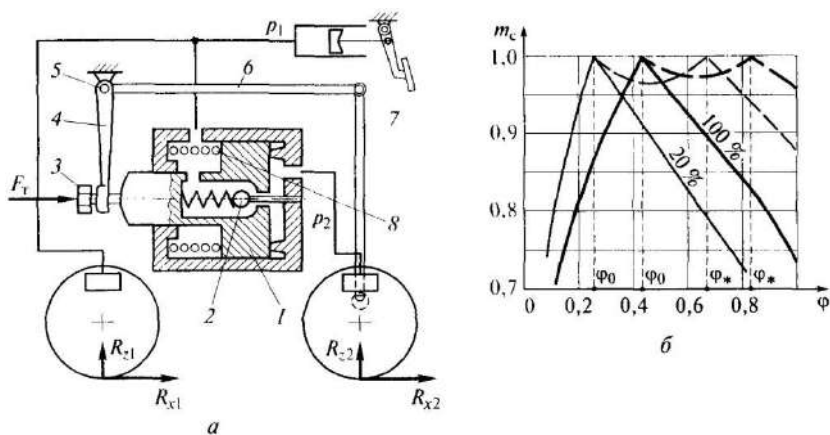
Рисунок 11.16 – Ідеальні залежності гальмівних сил  $P_T$  і коефіцієнта  $\beta_T$  від коефіцієнта зчеплення  $\phi$  (а) і залежність тиску в задніх гальмівних механізмах  $p_2$  від тиску в передніх гальмівних механізмах  $p_1$  (б)

Таким чином, для реалізації максимальних гальмових сил необхідно нелінійна й різна при різних навантаженнях зміна  $p_2$  від  $p_1$  при зміні  $\phi$ .

**Динамічний регулятор гальмових сил із пропорційним клапаном** обмежує тиск  $p_2$  не тільки залежно від зусилля на педалі гальма, але й від вертикального навантаження на задні колеса. Такі регулятори (рис. 11.17, а) забезпечують залежність  $p_2$  від  $p_1$  у вигляді ламаних прямих  $0ab$  і  $0ac$  (рис. 11.16, б).

Розглянемо роботу й схему такого регулятора. Корпус із поршнем 1 (рис. 11.17, а) і клапаном 2 укріплений на кузові. На поршень від важеля 4 через гвинт 3 діє сила  $P_T$  від торсіона 5,

розташованого перпендикулярно площині малюнка. Інший кінець торсіона з'єднаний тягами 6 і 7 з балкою заднього мосту. На поршень діє також сила  $P_{II}$  від пружини 8.



- 1 – поршень; 2 – клапан; 3 – регулювальний гвинт;  
 4 – важіль; 5 – торсіон;  
 6, 7 – тяги; 8 – пружина;  $R$  – реактивні сили дороги;  
 ----- – гальмування за участю регулятора;  
 ———— – без участі регулятора

Рисунок 11.17 – Схема динамічного регулятора гальмових сил (а) і залежність коефіцієнта використання зчпної ваги від коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  (б)

Система регулювання тиску  $p_2$  залежно від тиску  $p_1$  і реакції  $R_{z2}$  є по впливу  $R_{z2}$ , вираженому через прогин  $f$  підвіски, замкненою. Вона складається із трьох елементів: автомобіль – торсіон – регулятор. Рівняння регулятора виражається формулою:

$$p_2 = p_1 \text{ при } p_1 < p_0, \quad (11.61)$$

$$p_2 = [P_T + P_{II} + (F_2 - F_1)p_1]/F_2 \text{ при } p_1 > p_0, \quad (11.62)$$

Рівняння статичної рівноваги автомобіля й лінеаризоване рівняння задньої підвіски мають вигляд:

$$R_{z2} = |gm_a a - (P_{T1} + P_{T2})h|/L, \quad R_{z2} = R_{z20} + (f - f_0)c_{II}, \quad (11.63)$$



де  $f$  – прогин підвіски;

$c_n$  – жорсткість підвіски на робочій ділянці.

Вирішуючи спільно рівняння (11.61) – (11.63) для  $p_1 > p_0$ , одержимо залежність виду  $p_2 = a_1 p_1 + a_2$ . Це і є рівняння прямої для ділянок  $ab$  і  $вг$  (рис. 11.16, б).

Застосувавши для оцінки ефективності регулятора коефіцієнт використання зчпної ваги  $m_c$ , що показує, у скільки раз гальмова сила автомобіля з даною гальмовою системою менша, чим при оптимальному розподілі гальмових сил, коли використовується вся вага автомобіля, одержимо:

$$m_c = (P_{r1} + P_{r2}) / g m_a \varphi. \quad (11.64)$$

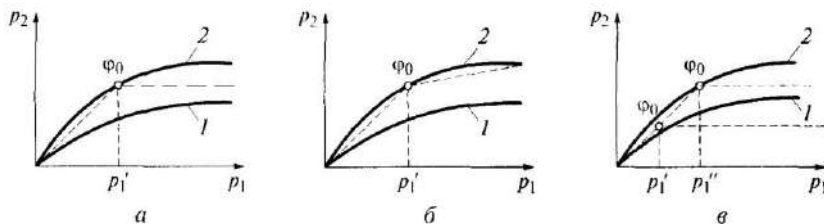
На рис. 11.17, б представлена ця залежність із розглянутим динамічним регулятором – штрихові криві й без нього – суцільні криві, при 100 % навантаженню – жирні лінії й при 20 % – тонкі лінії.

З рис. 11.17, б виходить, що регулятор значно збільшує коефіцієнт  $m_c$ , наближаючи його до одиниці, але тільки в зоні  $\varphi > \varphi_0$  (значення  $\varphi_0$  відповідають точкам б і г на рис. 11.16, б). Однак і при  $\varphi < \varphi_0$  забезпечується деяке поліпшення з регулятором за рахунок того, що при використанні регулятора приймають  $\varphi_0$  приблизно в 1,5 рази менше, чим для гальмової системи без регулятора.

**Статичний регулятор гальмових сил** обмежує тиск  $p_2$  тільки залежно від зусилля на педалі гальма. Статичний регулятор досить добре виконує своє призначення (особливо із пропорційним клапаном – рис. 11.18, б) при завантаженому автомобілі. При ненавантаженому автомобілі відбувається недогальмовування задніх коліс. Тому статичні регулятори припустимі тільки на автомобілях з малою зміною навантаження в процесі експлуатації.

Помітне поліпшення характеристик статичних і динамічних регуляторів забезпечує застосування пропорційного клапана замість відсічного. Слід зазначити, що регулятор гальмових сил порівняно простий, не вимагає застосування електроніки, насосів, баків і т.п., його можна встановлювати в майже будь-який

гальмовий привод: одноконтурний, двоконтурний і т.д., гідравлічний і пневматичний.



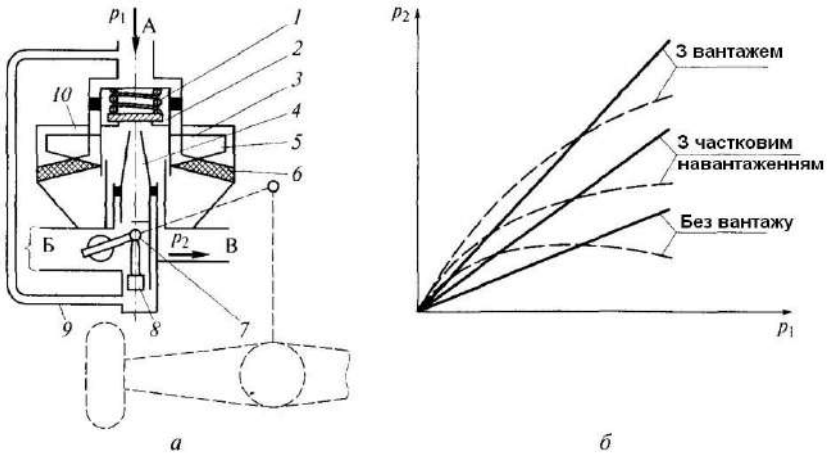
а – статичного з відсічним клапаном; б – статичного із пропорційним клапаном; в – динамічного з відсічним клапаном;  
 1 – без вантажу; 2 – з вантажем;  
 ----- – реальна залежність при роботі регулятора гальмових сил

Рисунок 11.18 – Залежності тиску в задніх гальмівних механізмах  $p_2$  від тиску в передніх гальмівних механізмах  $p_1$  при регуляторах гальмівних сил

При службових гальмуваннях автомобілі з регулятором і без нього рівноцінні по гальмових властивостях. При екстрених гальмуваннях автомобілі з регулятором мають менший гальмовий шлях, ніж автомобілі без регулятора при всіх значеннях  $\varphi$ , крім  $\varphi = \varphi_0$  для автомобіля без регулятора.

**Променевий регулятор гальмових сил**, застосовуваний при пневматичному приводі, представлений на рис. 11.19, а. При відсутності гальмування гальмові камери через порожнину В, штовхач 4 і порожнина Б сполучені з атмосферою. При гальмуванні тиск  $p_1$  з боку порожнини А змушує поршень 2 і мембрану 6, закріплену на поршні й корпусі 10, опускатися. Поршень сідає на штовхач 4, роз'єднуючи гальмові камери з атмосферою.

Потім відкривається клапан 1, пропускаючи стиснене повітря через порожнину В у гальмові камери. Одночасно стиснене повітря проходить під мембрану 6. Рівноважний стан від тисків знизу й зверху визначається співвідношенням площі поршня 2 і ефективної площі мембрани 6 і призводить до закриття клапана 1.



1 – клапан; 2 – поршень; 3 – ребра поршня;  
 4 штовхач; 5 – ребра корпусу; 6 – мембрана; 7 – кулачок;  
 8 – плунжер; 9 – сполучна трубка; 10 – корпус регулятора;  
 ————— – характеристики регулятора;  
 - - - - - – ідеальні залежності

Рисунок 11.19 – Схема променевого регулятора гальмівних сил (а) і його характеристика (б)

Ефективна площа мембрани тим більше, чим нижче розташовується поршень, віджимаючи своїми ребрами 3 мембрану від ребер 5 корпусу. Залежність між тисками  $p_2$  і  $p_1$  наведена у вигляді прямої (променя) з початком у точці  $p_2 = p_1 = 0$  і визначається вираженням:

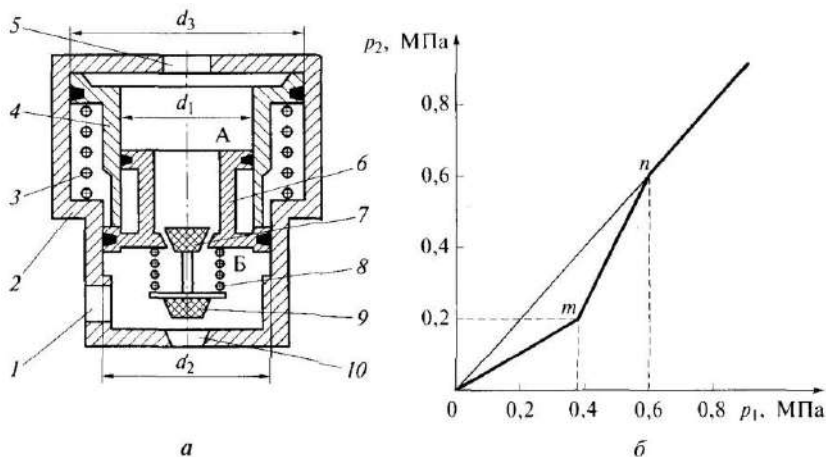
$$p_2 k d_m^2 / 4 = p_1 \pi d_p^2 / 4, \quad (11.65)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що визначає активну площу мембрани й залежний від положення штовхача 4;  
 $d_m$  – зовнішній діаметр мембрани 6;  
 $d_p$  – діаметр поршня 2.

Чим більше навантаження автомобіля, тем вище розташовується пряма лінія (промінь) на характеристиці регулятора (рис. 11.19, б), тому що тим вище розташовується штовхач 4 за допомогою кулачка 7.

Променевий регулятор гальмових сил для гідравлічного приводу має іншу конструкцію, але застосовується рідко.

**Клапан-обмежувач** установлюється в гальмовому приводі передніх коліс деяких вантажних автомобілів для збереження керованості на дорогах з малим коефіцієнтом зчеплення. На рис. 11.20, *a* наведена схема клапана-обмежувача, об'єднаного в одному корпусі 2 із клапаном швидкого розгальмовування (прискорювальним клапаном).



- 1, 5, 10 – отвори; 2 – корпус клапана-обмежувача; 3, 8 – пружини;  
 4 – великий поршень; 6 – ступінчастий поршень;  
 7 – впускний клапан; 9 – атмосферний клапан

Рисунок 11.20 – Схема клапана-обмежувача тиску (*a*) і його характеристика (*б*)

Коли автомобіль розгальмований, великий поршень 4 перебуває у верхньому положенні під дією пружини 5. Впускний клапан 7 притиснутий до сідла пружиною 8. Атмосферний клапан 9 піднятий, тому гальмові камери передніх коліс, приєднані до отвору 1, сполучені з атмосферою через отвір 10.

При гальмуванні стиснене повітря входить через отвір 5 і переміщає східчастий поршень 6 униз. При цьому атмосферний клапан 9 закриває отвір 10, а клапан 7 відкривається, пропускаючи стиснене повітря через порожнини А і Б і отвір 1 до

гальмових камер передніх коліс. Рівноважний стан, при якому клапани 7 і 9 закриті, установлюється залежно від співвідношення площ східчастого поршня:

$$p_2 = p_1 d_1^2 / d_2^2, \quad (11.66)$$

де  $d_1, d_2$  – відповідно малий і великий діаметр східчастого поршня.

Це співвідношення зберігається до  $p_1 = 0,35$  МПа на рис. 11.20, б, точка  $m$ , після чого через збільшення  $p_1$  переміщується вниз великий поршень 4, створюючи додаткове зусилля на східчастий поршень 6. Тепер рівновага відповідає умові:

$$p_2 = p_1 d_1^2 / d_2^2 - 4P_{\text{пр}} / (\pi d_2^2), \quad (11.67)$$

де  $P_{\text{пр}}$  – зусилля пружини, врівноважене тиском  $p_1$  на великий поршень,

$$P_{\text{пр}} = p_1 \pi d_3^2 / 4, \quad (11.68)$$

$d_3$  – діаметр великого поршня.

При  $p_1 = 0,6$  МПа на рис. 11.20, б, точка  $n$ , східчастий поршень 6 зупиняється, упираючись у виступ корпусу 2, клапан 7 залишається постійно відкритим, тиск у порожнинах А і Б стає однаковим. При розгальмовуванні тиск у порожнині А падає, і поршні переміщуються нагору разом із клапанами 7 і 9. Отвір 10 відкривається, і через нього стиснене повітря з гальмових камер передніх коліс виходить в атмосферу. Таким чином, клапан виконує функцію прискорювального клапана, тому що значно скорочує шлях стисненого повітря з гальмових камер в атмосферу.

### 11.8 Антиблокувальна система

Антиблокувальна система (АБС) автоматично знижує надлишковий гальмовий момент і, усуваючи блокування коліс, дозволяє здійснювати гальмування всіма колесами на грані юза (рис. 11.21). З великого числа різних АБС найбільш

ефективними зазвичай вважають ті, які регулюють величину гальмового моменту (гальмової сили) по величині проковзування коліс. Такі АБС дозволяють зберегти середню величину проковзування  $\lambda$  близькою до критичного значення  $\lambda_\phi$ , при якому коефіцієнт зчеплення  $\phi = \phi_{\max}$ .

Розглянемо роботу однієї системи АБС. Гальмова сила  $P_T$ , наприклад, на задніх колесах, збільшуючись, перевищила в точці *a* (рис. 11.21) значення  $P_{\phi_{\max}}$ , що відповідає  $\phi_{\max}$ .

Задні колеса почали переходити в стан чистого ковзання, їх кутова швидкість  $\omega_\phi$  стала зменшуватися в порівнянні зі  $\omega_H$  неблокованих, у нашому прикладі – передніх коліс.

У точці *b* різниця  $\omega_H - \omega_\phi$  досягла значення  $\Delta\omega_p$ , яке встановлюється в електронній системі управління блоком оцінки проковзування (БОП). Від БОП сигнал (це перший сигнал) передається блоку відпрацювання гальмових моментів (БГМ) або модулятору, який із запізненням  $\tau$  спрацьовує (точка *c*).

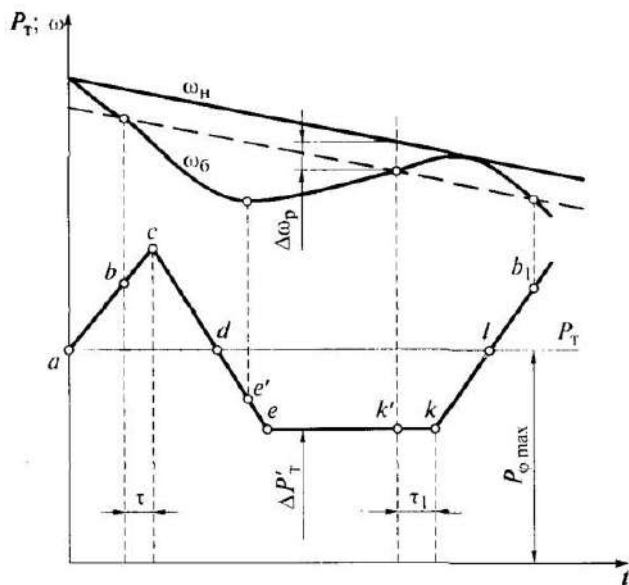


Рисунок 11.21 – Схема роботи АБС

Починається зменшення  $M_T$  (і  $P_T$ ). У точці *d*  $\omega_\phi$  продовжує зменшуватися, тому що при  $\lambda > \lambda_\phi$  значення  $\phi < \phi_{\max}$  і тільки в

точці  $e'$  буде  $P_T = P_\phi$  і затримка коліс припиняється, тобто  $d\omega_b/dt = 0$ .

Це фіксується в системі управління, яка дає сигнал (це другий сигнал) у БГМ. У точці  $e$  БГМ припиняє зниження гальмового моменту. Блоковані колеса, починаючи із точки  $e'$ , розганяються, тому що  $P_T < P_\phi$ .

У точці  $k'$  різниця  $\omega_n - \omega_b$  стає рівною  $\Delta\omega_p$ , тому БОП подає сигнал (це третій сигнал) у БГМ, який із запізнюванням  $\tau'$  спрацьовує – точка  $k$ . У точці  $l$  знову  $\omega_n = \omega_b$  і  $P_T = P_{\phi_{\max}}$ , як було в точці  $a$ . Однак  $P_T$  збільшується, тому  $\omega_b$  починає зменшуватися. Цикл повторюється, причому зазвичай із частотою близько 6...12 Гц.

Показником ефективності АБС зазвичай вважають ступінь використання  $q$  максимального значення коефіцієнта зчеплення  $\phi_{\max}$ . Значення  $q$  досягають 0,8, при цьому довжина гальмового шляху скорочується на 10...15 % на слизькій дорозі.

Слід зазначити, що АБС досить складна система, вимагає застосування електроніки, при гідравлічному приводі (рис. 11.22) – ще й насосів, баків і т.п. Крім того, необхідні окремі контури для кожного гальмового механізму з регульованим тиском. Створюються спрощені АБС, у тому числі й механічні (без електроніки).

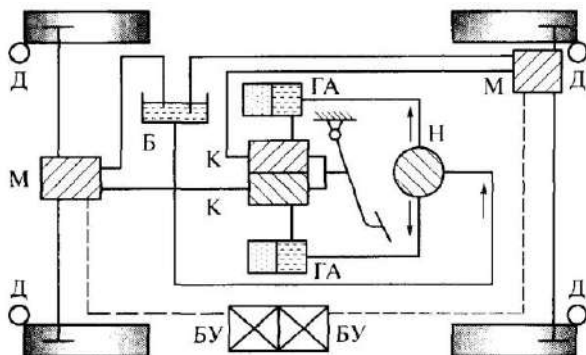
В основному вираш від застосування АБС спостерігається на слизькій дорозі, на сухому асфальті вирашу в гальмовому шляху може й не бути. На будь-якій дорозі суттєво підвищується стійкість при гальмуванні автомобіля з АБС, що особливо важливо для автопоїздів.

З 01.01.1991 у Західній Європі заборонена експлуатація без АБС для автомобілів наступних категорій: вантажні з повною масою  $> 16$  т, міжміські автобуси з  $m_a > 12$  т, причепи й напівпричепи з  $m_a > 10$  т.

**Протибуксовочні системи (ПБС)** не беруть участь у процесі гальмування автомобіля. Вони запобігають пробуксовці ведучих коліс у тяговому режимі, особливо при русі по дорогах з низьким або змінним коефіцієнтом зчеплення.

У цих умовах вони забезпечують більш швидкий розгін, підвищення стійкості руху, зменшення зношування шин, зниження витрати палива. Робочий процес ПБС подібний з

робочим процесом АБС.



Б – бак; БУ блок управління; ГА – гідроаккумулятор;  
Д – датчик; ДО – клапан; М – модулятор; Н – насос

Рисунок 11.22 – Схема робочої гальмової системи з гідроприводом і АБС

Зазвичай ПБС без АБС не застосовують, причому блок управління ПБС використовує показання колісних датчиків АБС і дає команду на підгальмування ведучого колеса, що буксує, через елементи АБС, а також на зменшення подачі палива у двигун (у бензинового двигуна – ще й на систему запалювання).

У деяких ПБС використовується диференціал підвищеного тертя з регульованим коефіцієнтом блокування. У найпростішому варіанті ПБС складається із блоку управління й сигнальної лампи, а зміна режиму руху покладається на водія.

### 11.9 Розрахунки на працездатність

**Розрахункові навантаження.** Для деталей гальмових механізмів розрахунки проводяться по максимальному зчепленню з дорогою:  $M_{тр} = m_{сц} g r_k \varphi_{max}$  при  $\varphi_{max} = 0,8 \dots 1,0$ ; для деталей гальмового привода – по розрахунковому зусиллю 1 500 Н на педалі (800 Н на важелі) або по максимальному розрахунковому тиску в системі (при пневматичному приводі).

**Матеріали.** Гальмові барабани зазвичай відливають із легованого міддю, нікелем, молібденом чавуну, іноді зі сталі з



додаванням міді. Часто їх виготовляють у вигляді комбінованої конструкції зі сталевим диском або з алюмінієвим корпусом і чавунною гільзою.

Колодки – зварені сталеві або литі із чавуну або легких сплавів. Корпуса кранів, клапанів і т.п. часто виготовляють із цинкового або алюмінієвого сплаву. Фрикційні накладки виготовляють із безазбестової суміші.

**Розрахунки.** Колодки розраховують на вигин і жорсткість, палець кріплення колодок – на вигин і зріз; поверхні тертя – на нагрівання й питому роботу тертя; педаль – на вигин; трубопроводи – на розрив із запасом близько 2.

### **Питання для самоперевірки**

1. У чому полягають особливості робочого процесу гальмового керування?
2. Як класифікують гальмові системи, гальмові механізми, гальмові приводи ?
3. Перелічіть вимоги до гальмових систем.
4. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до гальмових систем автомобілів?
5. Перелічіть основні типи гальмових механізмів, їх особливості, критерії оцінки.
6. Які переваги дає застосування регулятора гальмових сил і антиблокувальної системи?
7. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних деталей гальмових механізмів.
8. Назвіть види розрахунків на працездатність деталей гальмової системи автомобіля.
9. Користуючись схемами розкажіть робочий процес гальмівної системи автомобіля з АБС.
10. Яке призначення клапана-обмежувача в гальмовому приводі?
11. Намалюйте характеристику клапана-обмежувача тиску в гальмовому приводі автомобіля і поясніть її.
12. Які залежності характеризують роботу регулятора гальмових сил?
13. Намалюйте характеристику вакуумного підсилювача гідравлічного гальмового привода і поясніть її.

## 12 ПІДВІСКА

### 12.1 Класифікація підвісок і вимоги до них

Підвіска здійснює пружний зв'язок рами або кузова з колесами, пом'якшуючи поштовхи й удари, що виникають при наїзді коліс на нерівності, передаючи всі сили й моменти між колесами й рамою.

Зазвичай класифікацію підвіски розглядають залежно від типу напрямного, пружного й пристроїв гасіння, що складають підвіску.

Основними *класифікаційними ознаками підвісок* є наступні:

а) по типу напрямного пристрою:

- 1) незалежна підвіска (важільна, телескопічна, комбінована) з переміщенням колеса:
  - у поздовжній площині (з поперечними важелями);
  - у поперечній площині (з поздовжніми важелями);
  - в обох площинах;
  - уздовж напрямної (свічкова телескопічна підвіска);
  - комбінована (важільно-телескопічна підвіска);
- 2) залежна підвіска для коліс даної осі:
  - із жорсткою балкою між лівим і правим колесами (балка мосту, або додаткова поперечна балка)
  - без реактивних штанг або з ними;
- 3) залежна підвіска для коліс різних осей (блокована), причому колеса кожної осі можуть мати залежну або незалежну підвіску. Зазвичай застосовують зрівняльні важелі-балансири для з'єднання коліс сусідніх осей – такі підвіски називають балансирними;

б) по типу основного пружного елемента в пружному пристрої:

- 1) металевий (листова ресора, кручена пружина, торсіон);

- 2) неметалічний (гумовий, пневматичний, гідравлічний);
  - 3) комбінований однорідний (пневмогідравлічний, ресорно-пружинний);
  - 4) різнорідний (ресорно-пневматичний);
  - 5) без пружного елемента (жорстке кріплення до рами осі колеса, або балки мосту, або осі балансира);
- в) по типу пристрою гасіння коливань, з тертям:
- 1) тільки в ресорі й шарнірах;
  - 2) тільки в амортизаторах;
  - 3) в амортизаторах та в інших елементах, наприклад, у ресорах.

**Основні вимоги до підвісок** наступні:

- плавність ходу;
- рух автомобіля по нерівних дорогах без удару в обмежник;
- ефективне згасання коливань кузова;
- протидія нахилу кузова при розгонах, гальмуваннях, поворотах;
- узгодження з кінематикою рульового управління;
- передача на кузов або раму зусиль і реактивних моментів від коліс.

Крім того, до підвісок, як і до інших механізмів і систем автомобіля, пред'являють також загальні вимоги: забезпечення мінімальних розмірів і маси, висока надійність, мінімальне обслуговування, технологічність.

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до підвісок.

**Плавність ходу** в основному визначається величиною статичного прогину  $f_p$ . Однак для різних умов експлуатації поліпшення плавності ходу забезпечується при різному значенні  $f_p$ , що можна одержати за допомогою керованих підвісок зі змінюваними характеристиками пружного пристрою, та пристрою гасіння. Поки що розробка керованих підвісок не досягла рівня, необхідного для їхнього широкого застосування.

**Рух автомобіля без удару в обмежник** при значних нерівностях в основному визначається величиною динамічного прогину  $f_{дв}$ . Вважається, що величина вертикального

навантаження при  $f_{дв}$  повинна в 3-4 рази перевищувати вертикальне навантаження при статичному прогині. Ця умова поки ще не виконується на багатьох автомобілях.

**Ефективне загасання коливань кузова** для різних типів автомобілів і різних вантажів потрібно в різному ступені. Найкраще загасання коливань при різних умовах експлуатації забезпечують амортизатори зі змінюваною характеристикою, що входять у керовані підвіски, поки що зрідка застосовувані. У багатьох випадках досить ефективні звичайні телескопічні амортизатори. Вважається, що для задніх підвісок вантажних автомобілів, призначених для перевезення вантажів, нечутливих до вертикальних коливань, достатнє загасання забезпечується міжлистовим тертям ресор.

**Протидія нахилу кузова** при розгонах, гальмуваннях, поворотах в основному забезпечується пружною характеристикою підвіски й типом напрямного пристрою. Якщо цього недостатньо, застосовується стабілізатор поперечної стійкості.

**Передача на кузов або раму зусиль і реактивних моментів від коліс** здійснюється в такий спосіб. Вертикальні зусилля передаються пружним пристроєм (при використанні ресор із закріпленими кінцями в багатьох конструкціях усі зусилля й моменти передаються в основному ресорами). Інші зусилля й моменти передаються напрямним пристроєм.

## 12.2 Робочий процес підвіски

Підвіска забезпечує передачу вертикальної  $R_z$ , поздовжньої  $R_x$  і поперечної  $R_y$  сил, що діють на колесо від дороги, та їх моментів. В основному цю функцію виконує напрямний пристрій. Він же визначає й кінематику переміщень кузова й коліс. Пружний пристрій забезпечує зменшення динамічних навантажень, обумовлених головним чином дією сил  $R_z$ . Наявність пружного пристрою викликає коливання кузова. Загасання коливань забезпечується пристроєм гасіння.

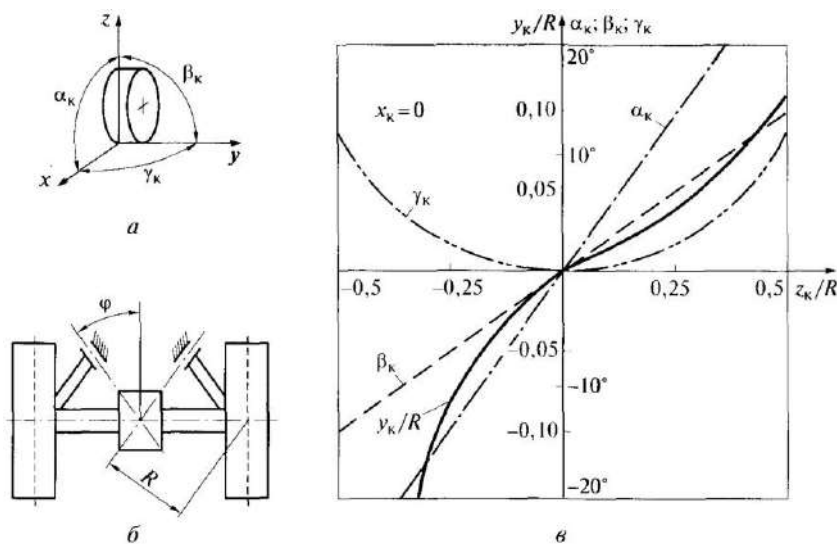
Переваги залежної підвіски: простота конструкції й мала вартість. Переваги незалежної підвіски: краща, ніж при залежній підвісці, пристосовність до нерівностей; менша вага непідресорених частин і більший статичний прогин – краща

плавність ходу. Переваги балансірної підвіски: удвічі менші переміщення кузова при переміщенні одного з коліс; для деяких схем – рівність вертикальних сил при розгонах і гальмуваннях.

### **Напрямний пристрій підвіски.**

Конструкція напрямного пристрою визначає кінематичну характеристику, число шарнірних з'єднань, крен кузова, схему сил. Її вибір у значній мірі визначається компонованням автомобіля.

Кінематична характеристика підвіски – це залежність переміщень  $x_k$ ,  $y_k$  і кутів нахилу  $\alpha_k$ ,  $\beta_k$ ,  $\gamma_k$  колеса від вертикального переміщення  $z_k$ . На рис. 12.1, у наведена така характеристика (на рис. 12.1, *a* – система координат) для однавжільної незалежної підвіски за схемою рис. 12.1, *б* з кутом  $\varphi = 60^\circ$ .



*a* – система координат; *б* – схема однавжільної підвіски; *в* – кінематична характеристика однавжільної підвіски

Рисунок 12.1 – Направляючий пристрій підвіски

Із цього прикладу можна одержати **окремі випадки**:

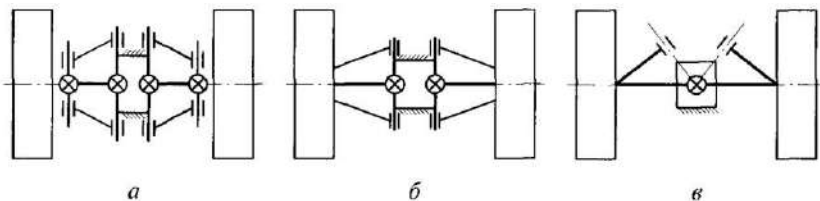
- при  $\varphi = 0$  переміщення колеса будуть тільки в поперечній площині, причому  $x_k = \gamma_k = \alpha_k = 0$ ;

- те ж саме при двоважельній паралелограмній підвісці дасть  $x_k = \gamma_k = \alpha_k = \beta_k = 0$ ;
- при заміні паралелограма на трапецію  $x_k = \gamma_k = \alpha_k = 0, \beta_k \approx 0, y_k \approx 0$ .

Бажано, щоб при вертикальному переміщенні колеса, значення  $\alpha_k, \beta_k, \gamma_k, x_k, y_k$  були мінімальними, особливо для керованих коліс. Так,  $x_k \neq 0$  спотворює іноді кінематику кермового привода,  $\beta_k \neq 0$  сприяє появі вібрації «шіммі» і збільшенню зношування шин,  $\alpha_k \neq 0$  погіршує стабілізацію коліс,  $\gamma_k \neq 0$  змінює траскторію автомобіля. Особливо небажані  $y_k \neq 0$ , тому що це призводить до зміни колії.

При залежній підвісці неминучі значні  $y_k \neq 0$ , при одноважільній підвісці з поперечними важелями необхідні більші довжини важелів для зменшення  $y_k$ , при трапецеїдальній підвісці можливі  $y_k \approx 0$ .

Конструкція напрямного пристрою незалежної підвіски визначає кількість карданних шарнірів  $n_{к.ш}$  (рис. 12.2), залежної підвіски – кількість шарнірних з'єднань (наприклад:  $3 \cdot 2 = 6$  – ресори з однієї сергою;  $2 \cdot 4 + 2 \cdot 1 = 10$  – кручені пружини, чотири поздовжні штанги й одна поперечна) і масу непідресорених частин.



$$a - n_{к.ш} = 4; \quad б - n_{к.ш} = 2; \quad в - n_{к.ш} = 1$$

Рисунок 12.2 – Число карданних шарнірів ПКШ при різних схемах незалежної підвіски

Нахил (крен) кузова при розгонах, гальмуваннях, поворотах у значній мірі визначається напрямним пристроєм. Поздовжній крен кузова залежить від інтенсивності гальмування або розгону, висоти центру ваги й бази автомобіля, а також від пружної характеристики підвіски й типу напрямного пристрою. Так,

застосування поздовжніх важелів, спрямованих до центру ваги автомобіля, може суттєво зменшити поздовжній крен кузова, але побільшає навантаження на важелі.

Поперечний крен кузова впливає на плавність ходу, стійкість, керованість, зношування шин. Поперечний крен у значній мірі визначається положенням осі крену. Вісь крену – це пряма, що проходить через центри крену передньої й задньої підвісок.

**Центр крену** – це точка на вертикальній поперечній площині, що проходить через осі обертання коліс; навколо центру крену повертається перетин кузова, що потрапив у вертикальну площину.

**Кут крену** (рис. 12.3, а) визначається по формулі:

$$\beta = M_p / (c_{\beta 1} + c_{\beta 2}), \quad (12.1)$$

де  $M_p$  – момент, що викликає крен кузова;

$$M_p = m_{\Pi} g h_{кр} (\mu + \beta), \quad (12.2)$$

$h_{кр}$  – плече крену – відстань від точки додатку бічної сили (вітер або відцентрова сила) до осі крену;

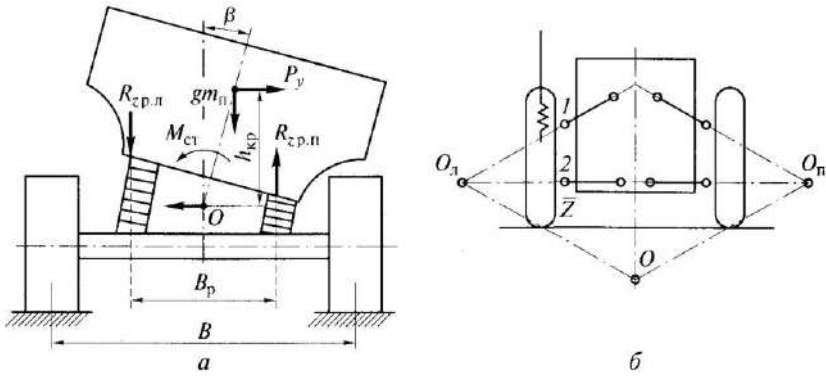
$\mu$  – питома бічна сила;

$$\mu = P_v / (m_{\Pi} g), \quad (12.3)$$

$m_{\Pi}$  – маса підресорених частин;

$c_{\beta 1}$ ,  $c_{\beta 2}$  – наведені кутові жорсткості пружних елементів передньої й задньої підвісок.

Висота  $h$  центру крену (від поверхні дороги) підвіски визначається для залежної підвіски – точкою, що лежить трохи нижче осей вушок ресор; для підвісок свічкової або з переміщенням колеса в поздовжній площині – точкою, що лежить на дорозі ( $h = 0$ ); для однаважільної підвіски з поперечними важелями – точкою, що лежить на перетині ліній, проведених через вісь повороту важеля й точку контакту шини з дорогою; для двоважільних підвісок – точкою, що лежить на перетинанні ліній, проведених через миттєвий центр обертання  $O_{\Pi}$  або  $O_{л}$  (рис. 12.3, б), і точку контакту шини з дорогою.



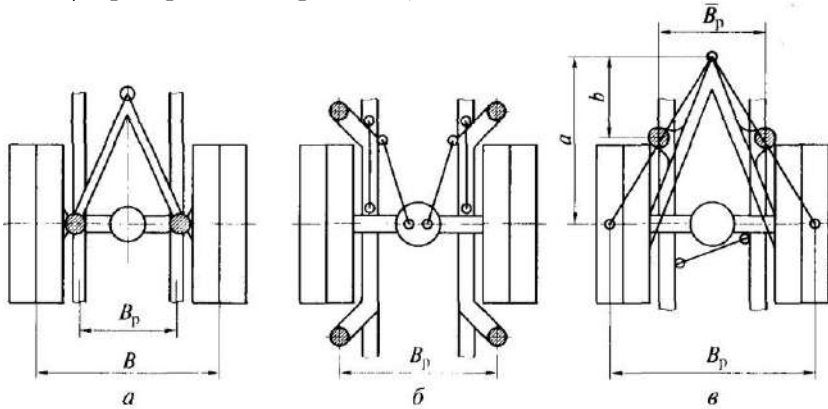
$a$  – визначення кута крену  $\beta$ ;  $\bar{b}$  – визначення центру крену  $O$ ;  
 1 – верхній важіль підвіски; 2 – нижній важіль підвіски

Рисунок 12.3 – Бічний крен кузова

Кутова жорсткість залежної підвіски:

$$c_{\beta} = 0,5c_p B_p^2, \quad (12.4)$$

де  $c_p$  – вертикальна жорсткість підвіски;  
 $B_p$  – ресорна колія (рис. 12.4).



$a - B_p < B$ ;  $\bar{b} - B_p = B$ ;  $v - B_p > B$

Рисунок 12.4 – Ресорна колія  $B_p$  при різних напрямних пристроях підвіски



Для незалежної підвіски:

$$c_{\beta} = 0,5c_{\text{пр}}B_p^2, \quad (12.5)$$

Момент стабілізатора:

$$M_{\text{ст}} = c_{\beta\text{ст}}\beta, \quad (12.6)$$

Зневажаючи пружність шин і враховуючи момент стабілізатора (12.6), одержимо для передньої незалежної підвіски:

$$c_{\beta 1} = 0,5c_{\text{пр1}}B_1^2 + c_{\beta\text{ст}}, \quad (12.7)$$

де  $c_{\text{пр}}$  – наведена вертикальна жорсткість підвіски.

З рівняння (12.1) одержимо:

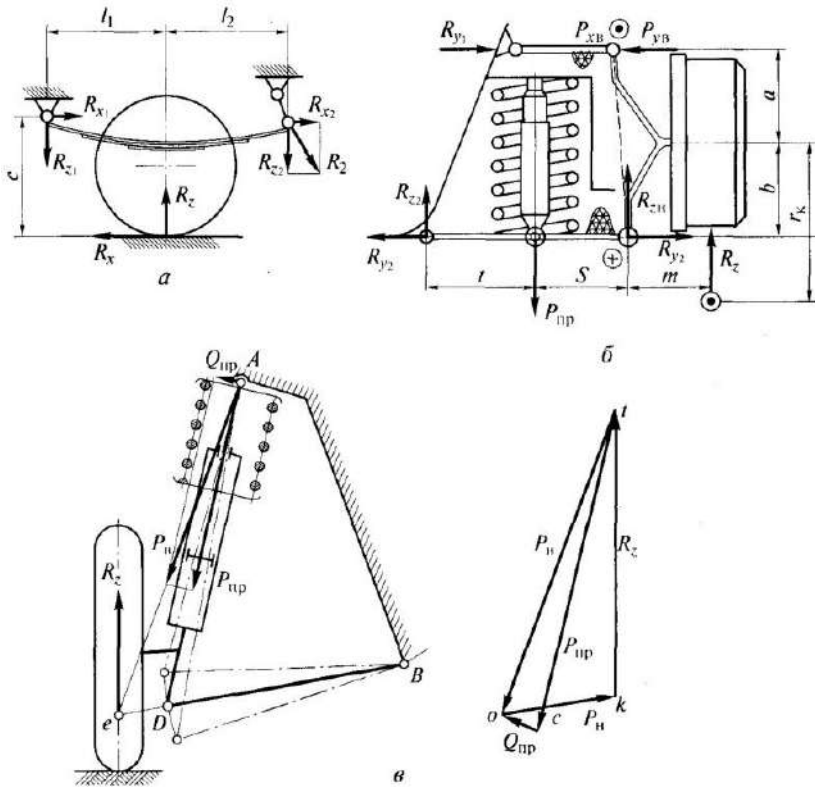
$$\beta = \mu m_{\text{п}} g h_{\text{кр}} / (c_{\beta 1} + c_{\beta 2} - g m_{\text{п}} h_{\text{кр}}), \quad (12.8)$$

Таким чином, зменшення поперечного крену забезпечується не тільки збільшенням жорсткості підвіски, що погіршує плавність ходу, але й збільшенням  $B_p$  і зменшенням  $h_{\text{кр}}$ . Вважається припустимим  $\beta = 6 \dots 7^\circ$  при  $\mu = 0,4$ .

**Стабілізатор поперечної стійкості** зменшує бічний крен на 20...40%. Він застосовується на всіх сучасних легкових автомобілях, а також на багатьох вантажні. Зазвичай він являє собою торсіонний стрижень, який, закручуючись при боковому крені, створює додаткову силу опору крену.

На багатьох легкових автомобілях стабілізатор установлюють як на передній, так і на задній підвісках. Стабілізатор задньої підвіски часто є елементом напрямного пристрою. Схеми сил, що діють на деталі підвісок, дані на рис. 12.5 і 12.6.

**При залежній підвісці** часто застосовують у якості пружного пристрою кручені пружини (задні підвіски легкових автомобілів). При цьому для передачі на кузов інших двох сил, крім вертикальної, і трьох моментів доводиться застосовувати п'ять реактивних штанг. Якщо застосовується ресора, то схема сил гранично проста.



а – залежної ресорної; б – незалежної двоважільної;  
 в – незалежної важільно-телескопічної та її план сил

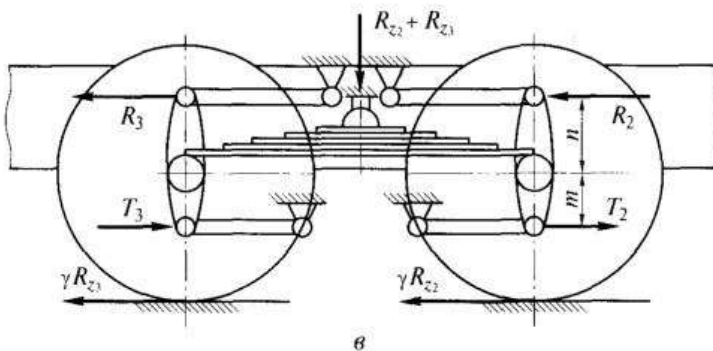
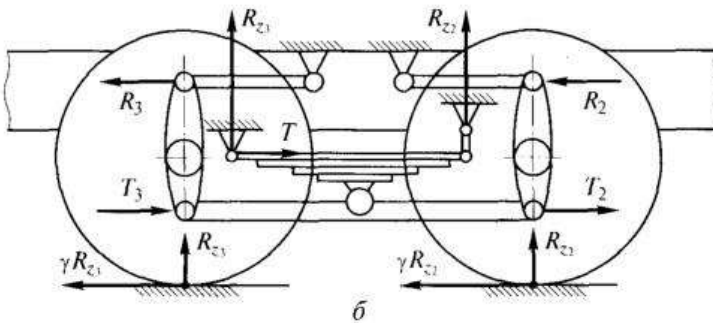
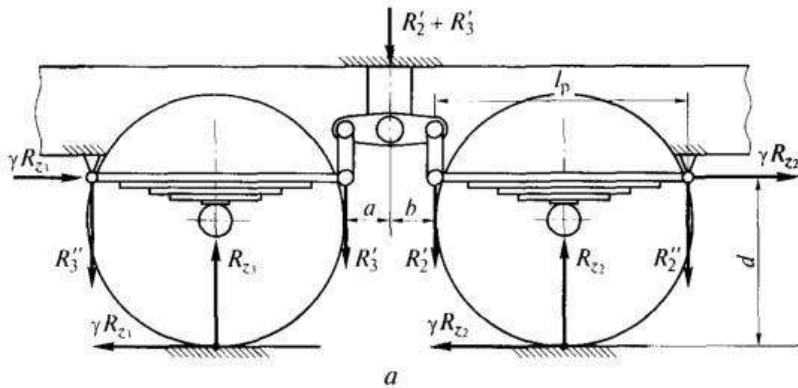
Рисунок 12.5 – Схема сил в напрямному пристрої підвіски

Однак при кріпленні одного кінця ресори за допомогою серги (рис. 12.5, а) на цьому кінці ресори буде існувати горизонтальна реакція опори. При відсутності поздовжньої сили  $R_x$  через наявність серги будуть горизонтальні реакції в опорах  $R_{x1}$  і  $R_{x2}$ :

$$R_{z1} = R_z l_2 / (l_1 + l_2), \quad (12.9)$$

$$R_{z2} = R_z l_1 / (l_1 + l_2), \quad (12.10)$$

$$R_{x2} = R_{z2} \operatorname{tg} \alpha, \quad R_{x1} = R_{x2}, \quad (12.11)$$



а – у трьох місцях; б – у двох місцях; в – в одному місці

Рисунок 12.6 – Схема сил у напрямному пристрої балансірної підвіски при передачі на раму вертикального навантаження

При наявності поздовжньої сили  $R_x$  реакції в опорах зміняться:

$$R_{z1} = (R_z l_2 + R_x c) / (l_1 + l_2), \quad (12.12)$$

$$R_{z2} = (R_z l_1 - R_x c) / (l_1 + l_2), \quad (12.13)$$

$$R_{x2} = R_{z2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (12.14)$$

$$R_{x1} = R_x - R_{x2}, \quad (12.15)$$

Крім того, ці сили, як і в інших схемах, створюють моменти.

**При незалежній підвісі** найпоширеніші двоважільні з поперечними важелями й важільно-телескопічна підвіски. Для незалежної двоважільної підвіски не ведучих коліс на рис. 12.5, б показані сили, прикладені до верхнього й нижнього важелів:

$$R_{zv} = 0, \quad (12.16)$$

$$R_{zn} = R_z, \quad (12.17)$$

$$R_{yv} = R_{yn} = R_z m / (a + b), \quad (12.18)$$

Крім того, при гальмуванні (додається  $R_x = P_T$ ) будуть:

$$R_{xv} = R_x (r_k - b) / (a + b), \quad (12.19)$$

$$R_{xn} = R_x (r_k + a) / (a + b). \quad (12.20)$$

Реакції опор:

$$R_{y1} = R_{yv}, \quad (12.21)$$

$$R_{y2} = R_{yn}, \quad (12.22)$$

$$R_{z2} = R_{zn} - P_{np}, \quad (12.23)$$

$$R_{z1} = 0. \quad (12.24)$$

Для незалежної важільно-телескопічної підвіски (рис. 9.5, в) співвідношення між вертикальною силою  $R_z$  і силою пружини  $P_{np}$  можна одержати із двох силових трикутників *otc* і *otk*.

Нагадаємо, що при побудові силових трикутників лінії сил проводять паралельно їхнім лініям дії. Трикутник *otk* складають

сили  $R_z$ ,  $P_n$  осі, що діють уздовж, нижнього важеля, і сила  $P_b$ , що діє уздовж лінії  $Ae$ . Силу  $P_b$  можна розкласти на дві взаємно-перпендикулярні складові:  $P_{np}$  і  $Q_{np}$ .

Сила  $Q_{np}$  хоча й невелика, але вона викликає тертя й зношування штока й поршня в напрямній стійці. Для виключення цих впливів вісь пружини повинна пройти через точку перетинання осі нижнього важеля й вертикальної сили  $R_z$ . Тому вісь пружини іноді зміщують щодо осі стійки підвіски.

**При балансірній підвісці коліс двох мостів** можливі три основних варіанта. Для балансірної підвіски (рис. 12.6, а) вертикальне навантаження на раму передається через три точки силами  $R'_2 + R'_3$ ,  $R''_2$ ,  $R''_3$ . При симетричних ресорах одержимо:

$$R_{z3}/R_{z2} = [a(l_p \pm 2\alpha\gamma_3)]/[b(l_p \pm 2\alpha\gamma_2)], \quad (12.25)$$

де  $\gamma_2, \gamma_3$  – питома поздовжня сила другого й третього мостів;

знак «+» – для гальмування;

знак «-» – для розгону.

При різкому гальмуванні  $R_{z3}$  виходить в 2-3 рази більше, чим  $R_{z2}$ . Тому застосовують автоматичне блокування балансіра, що включається при гальмуванні.

Для балансірної підвіски (рис. 12.6, б) вертикальне навантаження на раму передається через дві точки силами  $R_{z2}$  і  $R_{z3}$ . Реактивні моменти сприймають верхні штанги й балансір, тому  $R_{z2} = R_{z3}$  і при гальмуванні, і при розгоні.

Для балансірної підвіски (рис. 12.6, в), застосовуваної на багатьох автомобілях, у тому числі на автомобілях ЗИЛ, КрАЗ, Урал, вертикальне навантаження на раму передається через одну точку силою  $R_{z2} + R_{z3}$ . При цьому горизонтальні навантаження сприймаються в реактивних штангах:

$$R_i = \gamma_i R_{zi} (r_k - m) / (m + n), \quad (12.26)$$

$$T_i = \gamma_i R_{zi} [(r_k + n)(0,5c - e) / (m + n)c \pm e/c], \quad (12.27)$$

де  $c$  – відстань між нижніми штангами;

$e$  – зсув верхньої штанги від середини мосту.

**Автомобільні мости** є складальною одиницею й зазвичай складаються в основному з балки мосту, яка є частиною напрямного пристрою підвіски автомобіля. В основному мости розділяють на ведучі, керовані, підтримуючі (ведені), комбіновані (ведучі й керовані).

Міст у зборі зазвичай містить у собі колісні гальмові механізми, а іноді й колеса. У ведучих і комбінованих мостах розташовуються головна передача, диференціал, півосі (або карданні передачі), які є частинами трансмісії.

Поворотні цапфи керованих і комбінованих мостів входять у рульове керування, однак зазвичай їх розрахунки на міцність приводять в одному розділі з розрахунками балки мосту. Мости не застосовують при незалежній підвісці керованих коліс і при бортовій схемі трансмісії.

### 12.3 Пружний пристрій підвіски

Пружний пристрій оцінюють пружною характеристикою підвіски, яка являє собою залежність вертикального навантаження на колесо від деформації підвіски, обмірюваної безпосередньо над віссю колеса:

$$R_c = f(f) \quad (12.28)$$

Розрахунковою величиною є умовний статичний прогин  $f_p$ , причому:

$$f_p = m_n g / 2c_p = g / \omega_c^2 \quad (12.29)$$

де  $m_n g = R'_{z0}$  – вага підресорених частин автомобіля;

$c_p = \text{tg } \alpha$  – жорсткість підвіски;

$\omega_c$  – власна частота коливань підресорених частин.

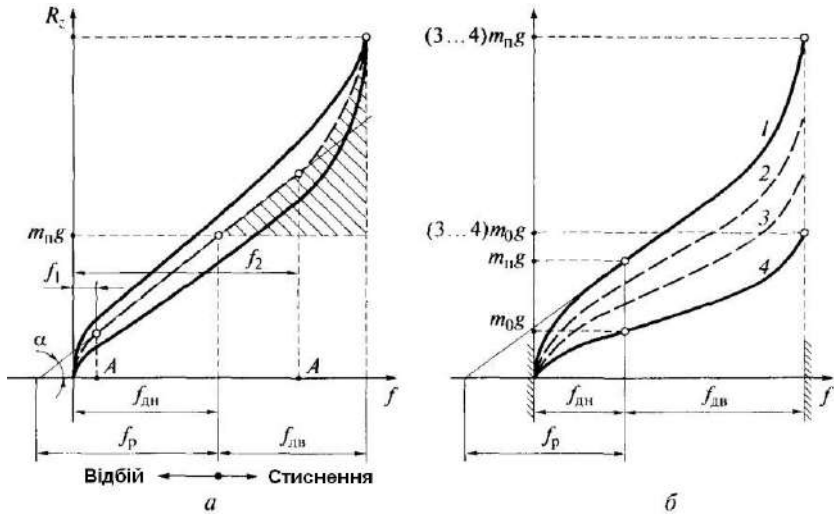
У даний час зазвичай для передньої незалежної підвіски легкових автомобілів  $f_{p1} = 150 \dots 300$  мм, для задньої підвіски  $f_{p2} = 125 \dots 250$  мм. Для підвісок вантажних автомобілів зазвичай  $f_{p1} = 75 \dots 100$  мм,  $f_{p2} = 70 \dots 120$  мм.

Збільшення  $f_p$  одержують в основному зменшенням жорсткості, але це призводить до збільшення динамічного

прогину  $f_{дв}$  – до упору у верхній обмежник. Точки А на рис. 12.7,  $a$  – упор у гумовий буфер.

Зазвичай для легкових автомобілів  $f_{дв} = 0,5f_p$ , для вантажних  $f_{дв}=f_p$ , для автобусів  $f_{дв} = 0,75 f_p$ .

Заштрихована площа відповідає потенційній енергії, що запасається підвіскою при наїзді на нерівність, або так називаної динамічної ємності.



$a$  – звичайного металевого;  $b$  – близького до ідеального

Рисунок 12.7 – Характеристика пружного пристрою

Чим вона більше, тем менше ймовірність ударів в обмежник при русі по нерівній дорозі. Уява про оптимальну пружну характеристику (рис. 12.7,  $b$ ) в основному зводиться до трьох умов. По перше, для збереження достатньої динамічної ємності при малому  $f_{дв}$  необхідна пружна характеристика з  $R'_{z \max} = (3...4)R'_{z(0)}$ .

По-друге, що особливо важливо, якщо вага підресорених частин змінюється суттєво при русі з вантажем і без нього, бажано, щоб пружна характеристика складалася із сімейства кривих з однаковими  $f_p$  і  $f_{дв}$ .

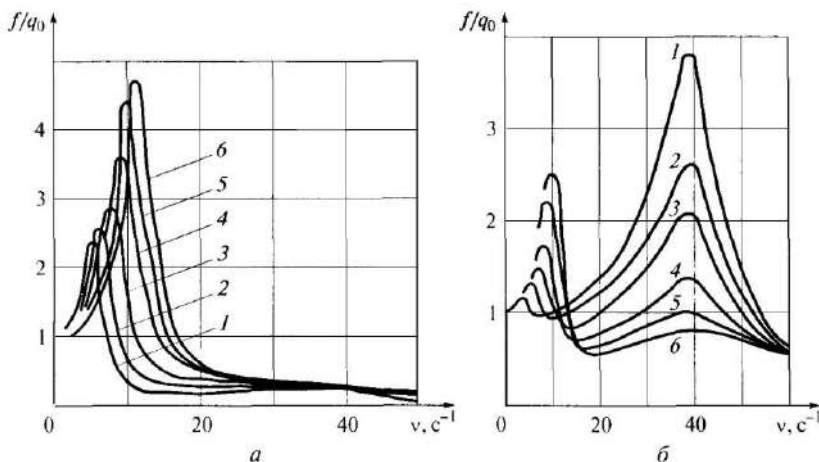
По-третє, для зменшення жорсткості підвіски поблизу

повного статичного прогину й для виконання першої умови необхідно мати нелінійну пружну характеристику.

Виконання цих умов можливе при пневматичних або гідравлічних пружних пристроях. Нелінійність можна одержати й при металевих основних і додаткових пружних пристроях.

Статичний прогин (через жорсткість) суттєво впливає на плавність ходу. На рис. 12.8 наведені розрахункові амплітудно-частотні характеристики – залежності відносного переміщення  $f/q_0$  ( $q_0$  – амплітуда нерівності дороги) кузова (рис. 12.8, а) і колеса (рис. 12.8, б) від частоти  $\nu$ , Гц, при жорсткостях підвіски  $c_p = 5; 10; 15; 30; 45; 60 \text{ Нм}^{-1}$  (відповідно криві 1-6).

Зниження жорсткості зменшує амплітуду переміщень кузова й колеса при низькочастотному резонансі, зміщуючи його в більш низькі частоти, де ймовірність появи резонансу нижча.



а – кузова; б – колеса; 1-6 – для жорсткості підвіски  $c_p = 5; 10; 15; 30; 45; 60 \text{ Нм}^{-1}$  відповідно;

$f/q_0$  – переміщення, віднесене до висоти нерівності;  $\nu$  – частота

Рисунок 12.8 – Амплітудно-частотні характеристики (розрахунок)

Однак при високочастотному резонансі зі зменшенням жорсткості істотно зростають переміщення колеса.

**Колісні машини без підвісок** – це багато типів тихохідних (з



максимальною швидкістю 30...40 км/год) колісних машин, наприклад, вилочні й фронтальні навантажувачі. У них колеса або мости жорстко кріпляться до рами, пружний та пристрій гасіння відсутні. Однак ці короткобазні колісні машини зазвичай при швидкості руху більше 20 км/год входять у галопування (поздовжні коливання навколо поперечної осі, що проходить через центр мас).

Шини мають деякі пружні властивості, що й гасять коливання. Радіальна жорсткість шин автомобілів  $c_{ш}$  зазвичай в 6-12 разів вища, ніж жорсткість пружного пристрою й лише в 2-3 рази вище в автомобілів із шинами регульованого тиску.

Тому з'являється можливість при використанні шин збільшеного діаметра з регульованим тиском і при значному збільшенні колісної бази (відстані між осями переднього й заднього мостів) створити спеціальні багатовісні автомобілі з максимальною швидкістю 60...70 км/год.

Такі автомобілі з колісною формулою 8x8: ЗИЛ-135 К (колісна база 7,5 м, усі колеса без підвіски) і ЗИЛ-135ЛМ (колісна база 6,3 м, передні й задні колеса з торсіонною підвіскою, чотири середні колеса без підвіски) та їх модифікації випускалися в 1960-90-ті рр.

З іншого боку, сучасні тягачі великовантажних автопоїздів, використовуваних для міжміських і міжнародних перевезень, крім підвіски коліс, для зниження вібрацій на місці водія, мають вторинне підресорювання: підвіску кабіни, а також підвіску сидіння.

**Металеві пружні пристрої.** Листові ресори зазвичай виконують функції всіх трьох пристроїв підвіски. Недоліки: мала довговічність, міжлистова тертя, що погіршує плавність ходу, великі габарити й маса. Потенційна енергія, віднесена до одиниці об'єму для листової ресори:

$$A_{ул} = A/V = \sigma^2/(6E). \quad (12.30)$$

Вона в 4 рази менша при  $\sigma = \tau$ , ніж для пружини й торсіона, у яких  $A_{ул} = \tau^2/(4G)$  (відношення модулів пружності  $E / G = 2,6$ ). Деформації пружних пристроїв підвіски: листової ресори  $f_{рес}$  (працює на вигин), витой пружини  $f_{пр}$  (працює на стиск, але її дріт

працює на крутіння), торсіона  $\varphi_{\text{тор}}$  (працює на крутіння) визначають по формулах:

$$f_{\text{рес}} = P_p \delta l_3^3 (1 - \varepsilon^2)^2 / (48 E J_0), \quad (12.31)$$

$$f_{\text{пр}} = P_p 8 n D^3 / (d_{\text{пр}}^4 G), \quad (12.32)$$

$$\varphi_{\text{тор}} = M_p 32 l_{\text{тор}} / (\pi d_{\text{тор}}^4 G), \quad (12.33)$$

де  $\delta = 1,25 \dots 1,50$  – коефіцієнт деформації;

$l_3 = l - l_0$  – ефективна довжина ресори (повна довжина мінус відстань між стрем'янками в центрі ресори);

$\varepsilon = (l_2 - l_1) / l$  – коефіцієнт асиметрії, причому  $l_1 + l_2 = l$ ,

$J_0 = b \sum h_i^3 / 12$  – сумарний момент інерції ресори в середньому перетині;  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа;

$n, D$  – число витків і діаметр пружини;

$d_{\text{пр}}, d_{\text{тор}}$  – діаметри дроту у торсіона;

$G = 8,5 \cdot 10^4$  МПа;

$l_{\text{тор}}$  – довжина торсіона без шліцьових кінців.

У задній підвісці вантажних автомобілів часто застосовують основну ресору з додатковою ресорою. Сила, що навантажує основну ресору, до моменту початку дії додаткової ресори дорівнює:

$$P_o = c_1 f_0, \quad (12.34)$$

де  $c_1$  – жорсткість основної ресори.

При роботі обох ресор:

$$P_p = P_o + (c_1 + c_2)(f - f_0), \quad (12.35)$$

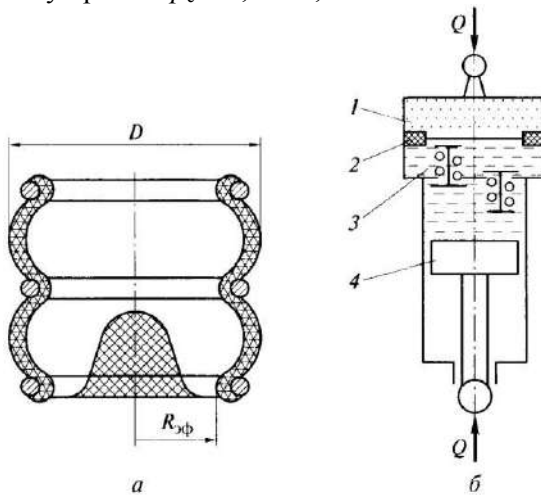
де  $f$  – повний прогин основної ресори;

$c_2$  – жорсткість додаткової ресори.

Таким чином:

$$f = (P_p + c_2 f_0) / (c_1 + c_2), \quad (12.36)$$

**Неметалеві пружні пристрої.** Для пневматичних підвісок часто застосовують подвійні гумові балони (рис. 12.9, а) з тиском при статичному прогині  $p_c = 0,25 \dots 0,50$  МПа.



1 – порожнина з газом; 2 – роздільник;  
 3 – порожнина з рідиною; 4 – поршень;  
 $R_{эф}$  – ефективний радіус;  $D$  – діаметр;  $Q$  – витрата

Рисунок 12.9 – Балон (а) пружного пристрою пневматичної підвіски й циліндр (б) гідропневматичної підвіски

Для балона:

$$P = pF_{эф}, \quad (12.37)$$

де  $F_{эф} = \pi R_{эф}^2$  – ефективна площа;

$p$  – надлишковий тиск, МПа, який при динамічній зміні навантаження змінюється наступним чином:

$$p = (p_c + 0,1)(V_c/V)^k - 0,1, \quad (12.38)$$

де  $V_c$ ,  $V$  – сумарний обсяг балона й додаткового резервуара в статичному й розрахунковому положеннях;

$k = 1,3 \dots 1,35$  – показник політропи.

Жорсткість балона:

$$c = dP/df = k(p + 0,1)F_{эф}/V + p dF_{эф}/df, \quad (12.39)$$

де перший доданок характеризує вплив обсягу, другий – форми балона. У пневмогідравлічних підвісках тиск (до 20 МПа) передається газу 1 (рис. 12.9, б) від рідини 3 через роздільник 2. Жорсткість такого елемента, що не має протитиску знизу на поршень 4, можна визначити з рівняння (12.39), враховуючи:

$$dF_{эф}/df = 0, \quad p + 0,1 \approx p. \quad (12.40)$$

#### 12.4 Пристрій гасіння коливань підвіски

Ефективними пристроями що гасять коливання, є амортизатори. Телескопічні амортизатори більш легкі, ніж важільні, мають більш розвинену поверхню охолодження, працюють при менших тисках (2,5...5,0 МПа), більш технологічні.

Характеристика амортизатора – залежність сили, виникаючої на поршні, від швидкості поршня  $P_{п} = f(v_{п})$  зазвичай нелінійна, але її можна апроксимувати двома прямими для початкової й клапанної ділянок (рис. 12.10, а) із силами опору:

$$P_{п} = k_{п} v_{п}^m, \quad (12.41)$$

$$P_{п} = P'_{п} + k_{к}(v_{п} - v'_{п}), \quad (12.42)$$

де  $k$  – коефіцієнт опору;

$m$  – показник ступеня, причому зазвичай  $1 \leq m \leq 3$ ;

$v_{п}$  – швидкість поршня.

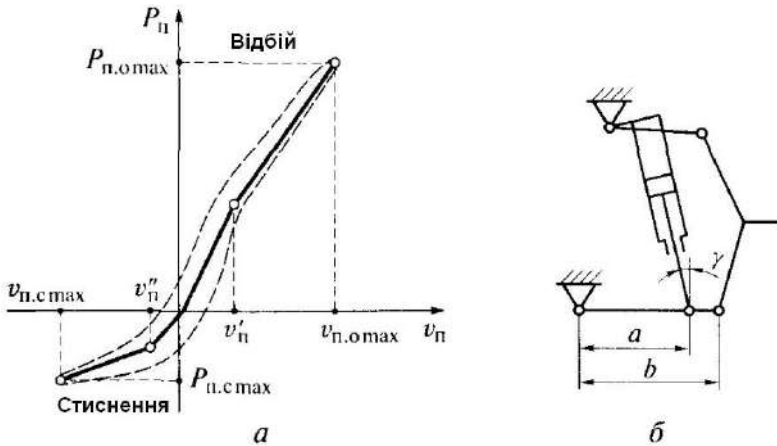
Площа під кривою  $P_{п} = f(v_{п})$  відповідає потужності, преутвореної в амортизаторі в теплоту. Визначивши  $N_c$  для ходу стиску й  $N_0$  для ходу відбою, можна знайти для умовного амортизатора з лінійною характеристикою ( $m = 1$ ) середні значення:

$$k_{ср.с} = 2N_c/v_{п.с\max}^2, \quad (12.43)$$

$$k_{ср.о} = 2N_0/v_{п.о\max}^2, \quad (12.44)$$

а також еквівалентний коефіцієнт опору:

$$k_{\gamma} = (k_{\text{ср.с}} + k_{\text{ср.о}})/2. \quad (12.45)$$



*a* – характеристика; *б* – схема установки в автомобілі

Рисунок 12.10 – Амортизатор

Тоді коефіцієнт опору, наведений до колеса автомобіля, буде:

$$k_{\text{пр}} = k_{\gamma} u_{\text{ам}}^2 \cos^2 \gamma_{\text{ам}}, \quad (12.46)$$

де  $u_{\text{ам}} = a/b$  – передаточне число й кут установки амортизатора на автомобілі (рис. 12.10, б).

Основні оцінні параметри амортизатора:

а) коефіцієнт аперіодичності (впливає на загасання коливань)

$$\psi_{\text{а}} = k_{\text{пр}} \sqrt{m_{\text{п}} c_{\text{р}}}, \quad (12.47)$$

де  $m_{\text{п}}$  – маса підресорених частин;

$c_{\text{р}}$  – жорсткість підвіски; зазвичай  $\psi_{\text{а}} = 0,2 \dots 0,4$ ;

б) максимальні зусилля при стиску й відбої,  $P_{\text{мах с}} < P_{\text{мах о}}$ ;

в) критичні швидкості поршня  $v'_{\text{н}}$  і  $v''_{\text{н}}$  (рис. 12.10, а).

Теплові розрахунки амортизатора зазвичай проводять при  $v_{\text{пр}}$  близько  $0,3 \text{ мс}^{-1}$  (границі початкових ділянок). Потужність, Вт, поглинену амортизатором, приймають рівною:

$$N_{\text{ам}} = 0,5(P_{\text{рс}} + P_{\text{ро}})v_{\text{пр}}, \quad (12.48)$$

Потужність, що розсіюється амортизатором у навколишнє середовище, буде дорівнювати:

$$N_{\text{ам}} = k_{\text{т}}F(t_{\text{мак}} - t_{\text{п}}), \quad (12.49)$$

де  $F = \pi D(D/2 + l)$  – площа зовнішньої поверхні амортизатора;

$t_{\text{мак}} = 120^{\circ}\text{C}$  – припустима температура зовнішньої поверхні амортизатора;

$t_{\text{в}}$  – температура повітря;

$k_{\text{т}} = 45 \dots 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$  – коефіцієнт тепловіддачі.

## 12.5 Керовані підвіски

Керовані підвіски мають змінювані характеристики й параметри пружного й пристрою гасіння при зміні маси перевезеного вантажу або дорожніх умов. Таке керування зазвичай здійснюється в пневматичних і гідропневматичних підвісках, де спочатку застосовували автоматичні регулятори положення кузова й регулятори жорсткості підвіски. З появою електроніки можливості керованих підвісок розширилися. Перші керовані підвіски створювалися для вирішення конкретних прикладних завдань.

Наприклад, для автокранів – з метою зменшити розмахи крана при русі поза дорогами, для розвізних фургонів – з метою знизити навантажувальну висоту кузова, для пасажирських автомобілів – з метою зменшити крен кузова при русі на поворотах, для спортивних автомобілів – з метою збільшити швидкості проходження поворотів.

У деяких випадках застосування таких керованих підвісок не виправдало себе. Так, наприклад, Міжнародна автомобільна федерація заборонила застосування керованих підвісок на гоночних автомобілях через їхню недостатню швидкодію.

Сучасні керовані підвіски можна розділити на дві великі групи, що відрізняються в основному швидкодією. Це підвіски зі статичним регулюванням і підвіски з динамічним регулюванням.

**Підвіски зі статичним регулюванням** – це підвіски, у яких параметри заздалегідь устанавлюються відповідно до очікуваної зміни умов використання або умов руху автомобіля. Якщо ці умови не змінюються, то параметри підвіски також не змінюються, і вона працює як некерована. Підвіски зі статичним регулюванням являють собою перший етап створення САУ підвіскою коліс.

Типові підвіски зі статичним регулюванням – це підвіски з регулятором рівня підлоги кузова або іноді застосовувані підвіски з регулюванням опору амортизаторів.

Добре зарекомендували себе підвіски зі статичним регулюванням на автомобілях із довгоходовою підвіскою, наприклад, на багатовісних автокранах. У них при русі по бездоріжжю потрібен великий хід підвіски, при русі по дорогах гарної якості – малий хід підвіски. При роботі крана необхідне блокування підвіски.

**Підвіски з динамічним регулюванням** – це підвіски зі змінним у часі додатковим силовим впливом на підресорену масу з боку підвіски. Вплив створюється або зміною параметрів пасивних елементів підвіски – це напівактивні підвіски, або за допомогою спеціальних активних елементів з підведенням енергії ззовні – це активні підвіски.

Поки що практичне застосування знайшли тільки САУ статичного регулювання. При цьому фірми використовують різні рішення. Фірми «Міцубісі» і «Сітроен» у якості регульованого параметра використовують положення кузова, а також жорсткість підвіски, фірма «Тойота» – опір амортизаторів.

## **12.6 Розрахунки на працездатність**

**Розрахункові навантаження.** При розрахунках напрямного пристрою зазвичай розглядають три навантажувальні режими: прямолінійний рух, занос, динамічне навантаження. Для металевого пружного пристрою основними є розрахунки на утомну міцність.

Розрахунки на утомну міцність металевого пружного

пристрою проводять залежно від умов експлуатації, розрахунки на статичну міцність – по зчпній вазі з урахуванням коефіцієнта динамічності  $P_p = gm_{\text{сц}}k_d$  причому  $k_d$  береться залежно від умов експлуатації.

**Матеріали.** Листові ресори, стабілізатори й пружини виготовляють із пружинних сталей 50ХГА, 65Г та ін., торсіони – з 45ХНМФА, 60С2А, 70С2А твердістю 45...50 HRC. Деталі напрямного пристрою – з литої сталі 35Л, 45Л, з кувань стали 20, 30Х, 40Х, зі штампованої товстолистової сталі 14Г2, 30Т і т.п. або 20кп, 25пс.

**Розрахунки.** Листову ресору розраховують на вигин (корінний лист із урахуванням тягової й гальмової сил), кручену пружину – на стиск, торсіон – на крутіння, причому розрахунки виконують для повного прогину зі збитим гумовим буфером. Ресорні пальці розраховують на вигин і зминання, важелі напрямного пристрою – на вигин з урахуванням стиску.

Ресори розраховують у такий спосіб. Для симетричної напівеліптичної багатолістової ресори напруга вигину складе:

$$\sigma_{\text{н}} = 1,5P_p L / (nbh^2), \quad (12.50)$$

де  $P_p$  – навантаження на ресору;

$L$  – повна довжина ресори;

$n$  – число листів ресори;

$b$  – ширина листа;

$h$  – товщина листа.

Для несиметричної напівеліптичної багатолістової ресори напруга вигину:

$$\sigma_{\text{н}} = 6P_p l_1 l_2 / (Lnbh^2). \quad (12.51)$$

Для подвійної ресори напруга вигину основної й додаткової ресор:

$$\sigma_{\text{н.о}} = P_1 L / (2n_o W_o), \quad (12.52)$$

$$\sigma_{\text{н.д}} = P_2 L_d / (2n_d W_d), \quad (12.53)$$



де  $P_1, P_2$  – навантаження на кінцях основної і додаткової ресор відповідно;

$W_0, W_d$  – моменти опору основної та додаткової ресор відповідно.

Для всіх наведених варіантів  $[\sigma_{и}] = 1\ 000$  МПа.

Складна напруга  $\sigma_{сл}$  у корінному листі у вушка ресори, викликувана поздовжньою силою  $R_x$ , складається з напруг вигину  $\sigma_{и}$  й стиску  $\sigma_{сж}$  (або розтягання):

$$\sigma_{сл} = 3R_x(d + h)/(bh^2) + R_x/bh, \quad (12.54)$$

$$[\sigma_{сл}] = 350 \text{ МПа}$$

де  $d$  – діаметр пальця ресори.

**Пружину** розраховують за методикою, розглянутою раніше.

**Торсіон** розраховують за формою перетину. Напруга крутіння торсіона круглого перетину:

$$\tau = 16M/(\pi d^2), \quad (12.55)$$

Напруга крутіння в пластинчастому торсіоні:

$$\tau = 3M(1 + 0,6h/b)/(nh^2b), \quad (12.56)$$

де  $n, h, b$  – число, товщина, ширина пластин відповідно.

Для обох варіантів  $[\tau] = 1\ 000$  МПа.

**Гумові пружні деталі** розраховують залежно від способу навантаження по наступних формулах:

на стиск (рис. 12.11. а):

$$\sigma_{сж} = P/F \text{ при } f/h < 0,2, \quad (12.57)$$

де  $F$  – площа поперечного перерізу гумової деталі;

$f, h$  – стисла частина й повна висота (перпендикулярно силі  $P$ ) гумової деталі;

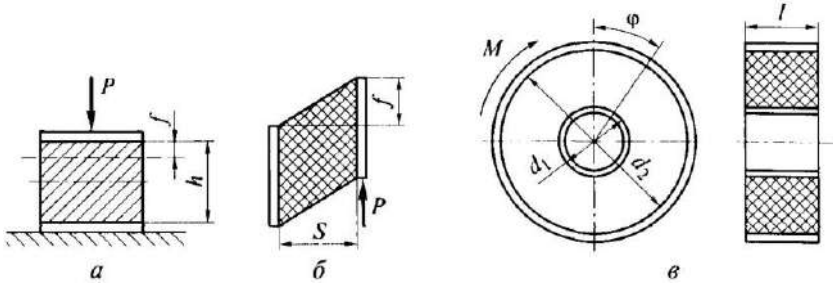
на плоске зрушення (рис. 12.11, б):

$$\sigma_{сл} = P/F \text{ при } f/S < 0,35, \quad (12.58)$$

де  $f, S$  – величина зрушення й повна висота (перпендикулярно силі  $P$ ) гумової деталі;  
 на кругове зрушення (рис. 12.11, в):

$$\tau = 2M/(\pi d_1 l) \text{ при } \varphi < 40^\circ, \quad (12.59)$$

де  $d_1$  – внутрішній діаметр гумової деталі;  
 $l$  – висота гумової деталі;  
 $\varphi$  – кут закручення при деформації гумової деталі.



$a$  – при стиску;  $b$  – при плоскому зрушенні;  
 $в$  – при круговому зрушенні;  $f$  – лінійна деформація при дії сили  $P$ ;  $\varphi$  – кутова деформація при дії моменту  $M$

Рисунок 12.11 – Розрахункові схеми гумових пружних деталей

**Балка заднього ведучого мосту** розраховується в такий спосіб.

При прямолінійному русі (розгоні): згинальний момент у вертикальній площині (рис. 12.12):

$$M_{\text{в.в}} = R''_{\text{вл}} l = R''_{\text{впр}} l, \quad (12.60)$$

де  $R''_{\text{вл}}$ ,  $R''_{\text{впр}}$  – нормальні (вертикальні) реакції дороги на лівому і правому колесах за винятком ваги колеса  $G_{\text{к}}$ ;

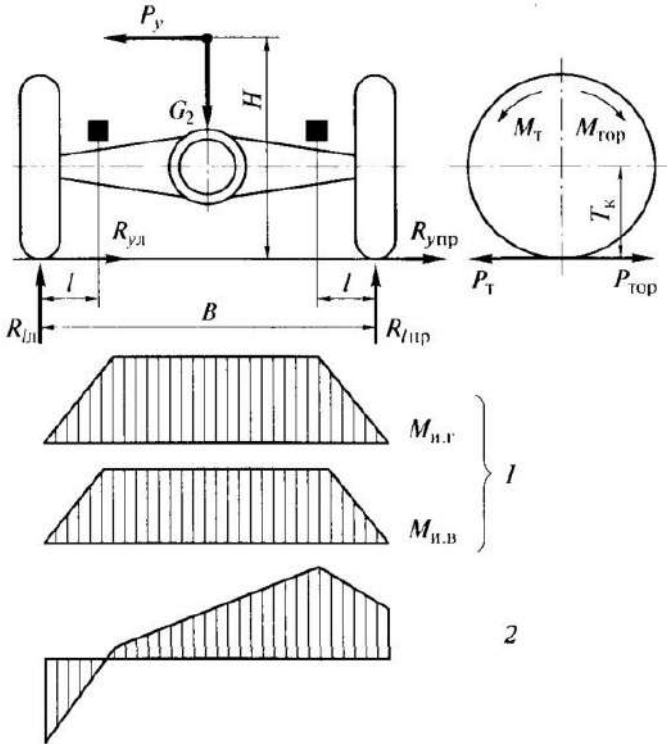
$R_{\text{вл}} = R_{\text{впр}} = m_2 G_2 / 2$  – нормальні реакції дороги;

$m_2 = 1, 2$  – коефіцієнт перерозподілу навантаження на задній міст при розгоні;

згинальний момент у горизонтальній площині

$$M_{и.г} = P_{т.л} l = P_{т.пр} l, \quad (12.61)$$

де  $r_k$  – радіус колеса.



1 – прямолінійний рух; 2 – занос;  $l$  – відстань до кріплення ресори до балки мосту;  $P_t$  – сила тяги;  $P_{гор}$  – сила гальмування

Рисунок 12.12 – Розрахункова схема балки ведучого мосту

Результуюча (складна) напруга від вигину й крутіння для круглого трубчастого перетину:

$$\sigma_{сн} = \frac{1}{W} \sqrt{M_{и.в}^2 + M_{и.л}^2 + M_{кр}^2}, \quad (12.62)$$

де  $W = 0,2(D^4 - d^4)/D$  – момент опору трубчастого перетину.

Для прямокутного й коробчастого перетинів напруги в горизонтальній і вертикальній площинах визначають роздільно й підсумовують по залежності:

$$\sigma = M_{н.в}/W_{н.в} + M_{н.л}/W_{н.л}, \quad (12.63)$$

При цьому напругу крутіння не підсумовують із напругою вигину:

$$\tau = P_{т.л}r_k/W_{кр} = P_{т.пр}r_k/W_{кр}, \quad (12.64)$$

Максимальні напруги вигину відносяться до крайніх волокон перетину, а максимальні напруги крутіння – до середніх волокон перетину. При заносі балку мосту розраховують, розраховуючи  $P_{т.л} = P_{т.пр} = 0$ , на вигин у вертикальній площині. Згинальні моменти:

$$M_{н.л} = R'_{зл}l - R_{ул}r_k, \quad (12.65)$$

$$M_{н.пр} = R'_{зпр}l + R_{упр}r_k, \quad (12.66)$$

де  $R_{ул}$  і  $R_{упр}$  – бічні реакції при заносі;

$$R_{ул} = R'_{зл}\varphi, \quad (12.67)$$

$$R'_{зл} = 0,5G_2(1 + 2\varphi H/B) \quad (12.68)$$

$$R_{упр} = R'_{зпр}\varphi, \quad (12.69)$$

$$R'_{зпр} = 0,5G_2(1 - 2\varphi H/B), \quad \varphi = 1,0. \quad (12.70)$$

Небезпечний переріз перебуває в місці кріплення ресори, де напруга вигину:

$$\sigma = M_{н}/W_{н}, \quad (12.71)$$

При динамічному (наїзд лівим колесом) згинальний момент у вертикальній площині:

$$M_{н} = R_{зл}K_d l, \quad (12.72)$$

де  $K_d = 1,5...3,0$  – коефіцієнт динамічності.

Відповідно напруга вигину (12.71).

Для балок мостів, литих зі сталі й чавуну,  $[\sigma] = 300$  МПа, для штампованих зі сталевого листа –  $[\sigma] = 500$  МПа.

Розрахунки балки переднього мосту роблять так само, як і заднього мосту. При гальмуванні коефіцієнт перерозподілу навантаження на передній міст  $m_1 = 1,2$ . Вертикальні реакції:

$$R_{\text{зл}} = R_{\text{зпр}} = m_1 G_1 / 2, \quad (12.73)$$

де  $G_1$  – навантаження на передні колеса.

Необхідно враховувати, що балка переднього керованого мосту може мати змінний перетин: двотаврове в середній частині, а до країв після ресорного майданчика поступово переходне в кругле. В таких випадках або спрощують розрахункову схему або ускладнюють розрахунки, застосовуючи метод кінцевих елементів.

**Поворотна цапфа** (рис. 12.13, а) розраховується для тих же трьох випадків: прямолінійний рух, занос, динамічне навантаження.

**При прямолінійному русі** (гальмуванні) сумарний згинальний момент у вертикальній площині:

$$M_{\text{и}} = c \sqrt{R_{\text{зл}}'^2 + P_{\text{тор}}^2}, \quad (12.74)$$

де гальмова сила на колесі:

$$R_{\text{зл}}'' = R_{\text{зл}} - G_{\text{к}}, \quad (12.75)$$

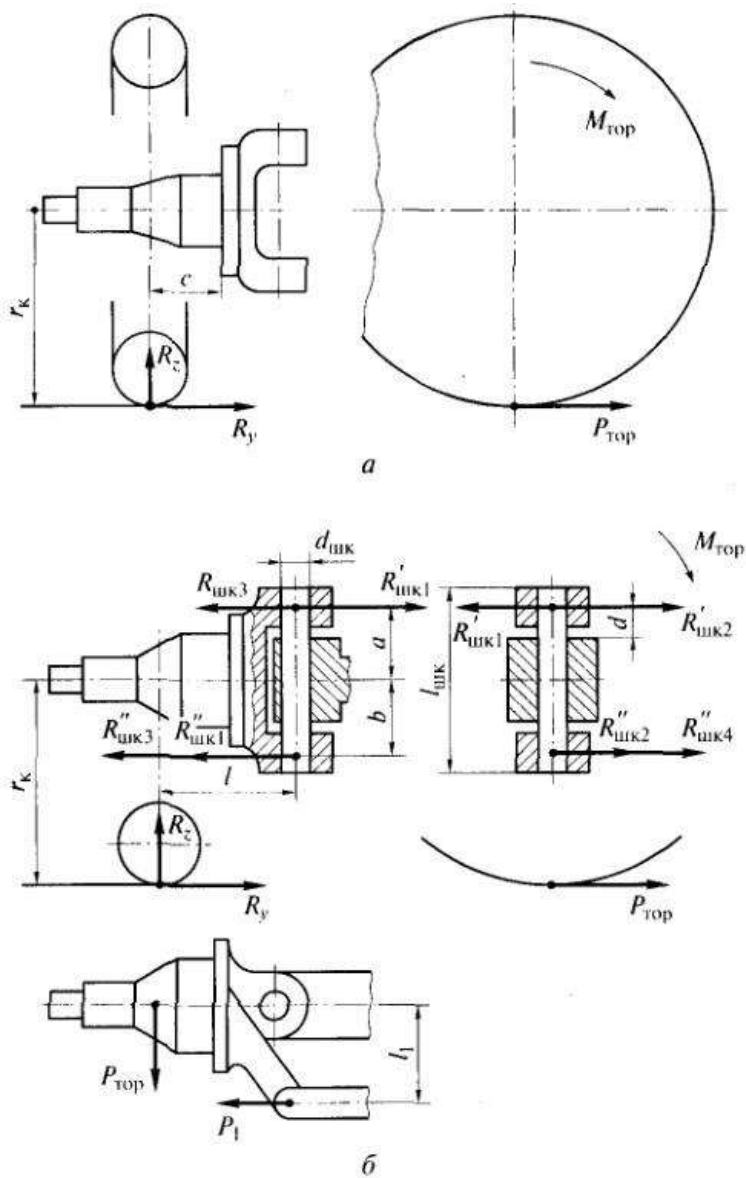
$$P_{\text{тор}} = R_{\text{зл}} \varphi, \quad (12.76)$$

**При заносі** (уліво) напруги вигину на цапфах при  $P_{\text{тор}} = 0$

$$\sigma_{\text{и.л}} = (R_{\text{зл}}' l - R_{\text{ул}} r_{\text{к}}) / W_{\text{и}}, \quad (12.77)$$

$$\sigma_{\text{и.пр}} = (R_{\text{зпр}}' l + R_{\text{упр}} r_{\text{к}}) / W_{\text{и}}, \quad (12.78)$$

**При динамічному навантаженні** (наїзд лівим колесом) напруга вигину складе:



а – поворотної цапфи; б – шкворня  
 Рисунок 12.13 – Розрахункова схема  
 вертикальної реакції  $R_z$ ;

$$\sigma_{ш} = R_{зд} c K_d / W_{ш}, \quad |\sigma_{ш}| = 500 \text{ МПа}, \quad (12.79)$$

де  $K_d = 1,5 \dots 3,0$  – коефіцієнт динамічності.

**Шворінь** (рис. 12.13, б) розраховується в тих же режимах, що й цапфа. Нахилом шворня нехтують.

**При прямолінійному русі** (гальмуванні) визначаються реакції, що навантажують верхній  $R_{шк.в}$  і нижній  $R_{шк.н}$  кінці шворня, обумовлені відповідною дією, отже:

$$R_{шк1в} = R_{шк1н} = R_z l / (a + b), \quad (12.80)$$

сили  $P_{тор}$ :

$$R_{шк2в} \approx P_{тор} b / (a + b), \quad (12.81)$$

$$R_{шк2н} = P_{тор} a / (a + b), \quad (12.82)$$

реактивної сили:

$$R_{шк3в} = P_1 b / (a + b), \quad (12.83)$$

$$R_{шк3н} = P_1 a / (a + b), \quad (12.84)$$

де  $P_1 = P_{тор} l / l_1$ ;

гальмового моменту

$$M_{тор} = P_{тор} r_k, \quad (12.85)$$

$$R_{шк4в} = P_{тор} r_k / (a + b). \quad (12.86)$$

Сумарні сили, що діють на кінці шворня, будуть дорівнювати:

$$R_{шк.в} = \sqrt{(R_{шк1в} - R_{шк3в})^2 + (R_{шк4в} - R_{шк2в})^2}, \quad (12.87)$$

$$R_{шк.н} = \sqrt{(R_{шк1н} + R_{шк3н})^2 + (R_{шк4н} + R_{шк2н})^2}, \quad (12.88)$$

На шворінь діють напруги:  
зрізу

$$\tau = 4R_{\text{шк.н}}/(\pi d_{\text{шк}}^2), [\tau] = 100 \text{ МПа}, \quad (12.89)$$

вигину

$$\sigma_{\text{и}} = R_{\text{шк.н}}d/W_{\text{и}}, [\sigma_{\text{и}}] = 500 \text{ МПа}, \quad (12.90)$$

зминання

$$\sigma_{\text{см}} = R_{\text{шк.н}}/d_{\text{шк}}l_{\text{шк}}, [\sigma_{\text{см}}] = 50 \text{ МПа}. \quad (12.91)$$

При заносі діють тільки поперечні сили від  $R_z$  і  $R_y$ :  
від вертикальної реакції

$$R_{\text{шк.лв}} = R_{\text{шк.лн}} = R_z l / (a + b), \quad (12.92)$$

від бічної сили й від моменту, створюваного цієї силою:

$$R_{\text{шк.лв}} = R_{\text{шк.лн}} = R_y r_k / (a + b), \quad (12.93)$$

сумарне навантаження на лівому шворні

$$R_{\text{шк.в.л}} = [R_{y\text{л}}(r_k - b) - R_{z\text{л}}l] / (a + b), \quad (12.94)$$

$$R_{\text{шк.н.л}} = [R_{y\text{л}}(r_k + a) - R_{z\text{л}}l] / (a + b), \quad (12.95)$$

сумарне навантаження на правому шворні

$$R_{\text{шк.в.пр}} = [R_{y\text{пр}}(r_k - b) + R_{z\text{пр}}l] / (a + b), \quad (12.96)$$

$$R_{\text{шк.н.пр}} = [R_{y\text{пр}}(r_k + a) + R_{z\text{пр}}l] / (a + b), \quad (12.97)$$

Напруги визначаються так само, як і при гальмуванні.

При динамічному навантаженні (наїзд лівим колесом)  
визначається напруга вигину у вертикальній площині:

$$\sigma_{\text{и}} = R_{z\text{л}}K_{\text{л}}/W_{\text{и}}, \quad (12.98)$$

### Питання для самоперевірки

1. У чому полягають особливості робочого процесу підвіски?
2. Як класифікують підвіски по напрямному пристрою?
3. Як класифікують підвіски по пружному пристрою?



4. Перелічіть вимоги до підвісок.
5. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до підвісок автомобілів?
6. Як виглядають характеристики пружного пристрою, та пристрою гасіння (амортизатора)?
7. Які розрахункові навантаження для балок мосту й поворотних цапф?
8. Що таке керовані підвіски?
9. Які переваги забезпечують керовані підвіски?
10. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних деталей підвіски.

## 13 КОЛЕСА Й ШИНИ

### 13.1 Класифікація коліс та шин

Зазвичай автомобільне колесо складається із шини, обода, маточини. **Класифікація коліс** проводиться залежно від їхнього призначення й конструкції:

- **по призначенню:** ведучі, ведені, керовані;
- **по конструкції:** дискові, бездискові (зі спицевими або барабанними маточинами).

**Класифікація шин** проводиться по наступним основним параметрам:

- **по способу герметизації:** камерні, безкамерні;
- **формі профілю:** звичайного  $H/V=1,0\dots 0,9$ , широкопрофільні (низькопрофільні) –  $H/V=0,6\dots 0,8$ , арочні –  $H/V=0,4\dots 0,5$ , пневмокатки –  $H/V=0,25\dots 0,4$ ;
- **можливості зміни внутрішнього тиску:** з нерегульованим тиском, з регульованим тиском;
- **по конструкції каркаса:** з діагональними нитками, з радіальними нитками.

**Основні вимоги до коліс** наступні:

- повна відповідність застосовуваній шині по розмірах, твердості й конструкції обода;
- надійне кріплення до маточини, що забезпечує легкість монтажу й демонтажу колеса;
- високі міцність, довговічність і корозійна стійкість;
- мінімальні биття й дисбаланс.

### 13.2 Основні вимоги до шин

**Основні вимоги до шин** наступні:

- гарне зчеплення з дорогою;
- малий опір коченню;
- відповідність пружних властивостей параметрам автомобіля й умовам руху;
- низький рівень шуму при русі автомобіля;
- високі міцність і довговічність;
- малий тиск на ґрунт (для автомобілів підвищеної й високої прохідності).

Крім того, до автомобільних шин і коліс, як і до інших механізмів і систем автомобіля, пред'являють також **загальні вимоги**: забезпечення мінімальної маси (маса колеса легкового автомобіля зі сталевого листа становить близько 6,5 кг, лите алюмінієве колесо на 1 кг легше, а штамповане – на 1,5 кг), висока надійність, мінімальне обслуговування, технологічність.

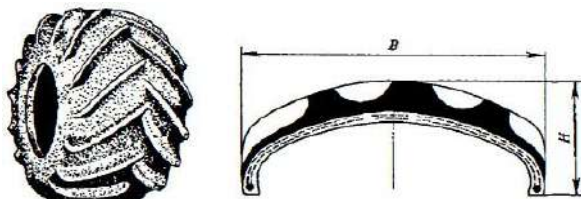


Рисунок 13.1 – Арочна шина

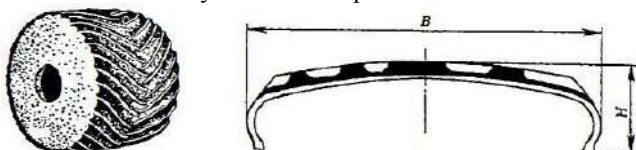


Рисунок 13.2 – Пневмокаток

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до шин.

**Гарне зчеплення з дорогою** забезпечується в основному добором складу гуми в шині, оптимальним для даних умов експлуатації малонком протектора, підтримкою необхідного тиску в шині. Однак збільшення коефіцієнта зчеплення шини з дорогою за рахунок зміни складу гуми в деяких випадках може призвести до значного скорочення терміну служби шини через її швидке зношування.

**Малий опір коченню** забезпечується в основному тими ж заходами, що й гарне зчеплення з дорогою, але зменшення опору коченню може в деяких випадках супроводжуватися зменшенням коефіцієнта зчеплення шини з дорогою.

### 13.3 Вимоги безпеки

**Високі міцність і довговічність** містять у собі й вимоги безпеки, а саме:

- виключення розриву шини від підвищення тиску понад заданий (зазвичай гарантується збереження міцності при підвищенні тиску в шинах легкових автомобілів на 0,2 МПа) – забезпечується в основному конструкцією каркаса шини;
- виключення розриву шини від відцентрових сил, що виникають при високих швидкостях руху – забезпечується в основному конструкцією каркаса шини; при цьому на шинах проставляється маркування, відповідно до максимальної швидкості, при якій може застосовуватися дана шина;
- надійність герметичного й міцного прилягання бортів шини до бортів обода – забезпечується в основному високою якістю виготовлення обода й відсутністю на ньому дефектів, що виникають у процесі експлуатації;
- затримка або запобігання різкого падіння тиску при проколі шини – найбільш безпечна безкамерна шина, тому що герметизуючий шар заповнює прокол, для легкових автомобілів деякі фірми пропонують шини із внутрішньої торовою вставкою, опираючись на яку при повному падінні тиску в шині автомобіль може проїхати кілька десятків кілометрів.

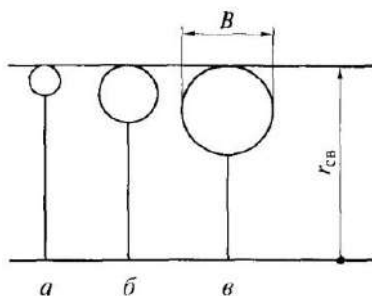
**Малий тиск на ґрунт** забезпечується збільшенням поверхні контакту за рахунок збільшення ширини, діаметра шини й зниження в ній тиску. Останнє найбільше ефективне й застосовується у вигляді системи регулювання тиску в шинах.

Автомобільне колесо виконує різноманітні функції: це опора, через яку передається вага автомобіля на дорогу, це рушій, який взаємодіючи з дорогою, передає тягову і гальмівну сили, протидіє боковим силам, забезпечує зміну напрямку руху. Автомобільні шини мають значну еластичність та їх деформації в радіальному, поздовжньому і поперечному напрямках значно впливають на експлуатаційні властивості автомобіля.

Автомобільні шини випускаються у відповідності зі стандартами й підрозділяються на легкові; вантажні (включаючи причепа, напівпричепа й автобуси); з регульованим тиском; для великовантажних автомобілів, будівельних, дорожніх і підйомно-транспортних машин. Шини виготовляють із різними малюнками

протектора: дорожнім (Д), універсальним (В), підвищеної прохідності (ПП), зимовим (З), кар'єрним (Кар). Шини випускаються у звичайному, тропічному й північному виконанні.

Максимальне навантаження на шину визначається в основному об'ємом і тиском повітря, що перебуває в шині, а також числом шарів корду. На рис. 10.1 показані при  $r_{св}=0,3$  приблизні співвідношення розмірів  $B$  і  $r_{св}$  ( $b=B/r_{св}$ ) шин велосипеда ( $b=0,1$ ), мотоцикла ( $b=0,3$ ), легкового автомобіля ( $b=0,5$ ).



а – велосипеда; б – мотоцикла;  
в – легкового автомобіля

Рисунок 13.3 – Схема коліс

У стандартах зазначені основні параметри автомобільних шин, у тому числі максимальне припустиме навантаження й тиск, відповідне до цього навантаження, а також максимальна припустима швидкість автомобіля із цими шинами.

### Питання для самоперевірки

1. По яких основних ознаках класифікують шини?
2. Перелічіть вимоги до шин. Якими конструктивними заходами вони забезпечуються?
3. Перелічіть вимоги до автомобільних коліс. Якими конструктивними заходами вони забезпечуються?
4. Яка шина вважається найбільш безпечною?
5. За рахунок чого забезпечується надійність герметичного й міцного прилягання бортів шини до бортів обода?

## 14 КУЗОВ І РАМА

### 14.1 Класифікація кузовів і рам, вимоги до них

Рами, а часто й кузова являють собою несучі системи, що сприймають вагові й ударні – перевантажувальні навантаження. Кузов автомобіля служить для розміщення вантажу, пасажирів і водія й для захисту їх від кліматичних впливів.

Із усього різноманіття класифікаційних ознак відзначимо тільки самі основні.

**Несучі системи** класифікують залежно від того, що сприймає вагові навантаження:

- рама (кузов розвантажений);
- кузов – несучий кузов (каркасний, з несучою основою, панельний);
- кузов, об'єднаний з рамою – інтегральна несуча система.

**Рами** ділять на лонжеронні (периферійні, Х-образні, сходові, з Х-образними поперечками) і хребтові – центральні.

**Кузова** по призначенню ділять на пасажирські (автобусні й легкових автомобілів), вантажні, вантажопасажирські, спеціальні.

**Кузова легкових автомобілів** класифікують залежно від числа дверей і конструкції дахів: закриті (седан, лімузин, купе та ін.), відкриті (фаєтон, кабриолет та ін.), комбіновані (ландо, тарга та ін.). Крім того, виділяють однооб'ємні, двооб'ємні, триоб'ємні кузова. Назва того самого кузова в різних країнах може бути різним.

**Кузова вантажних автомобілів** класифікують на кузова загального призначення (бортова платформа) і спеціалізовані (самоскиди, фургони, цистерни, контейнеровози і т.д.).

**Основні вимоги до кузовів і рам** наступні:

- мінімальна маса при довговічності, включаючи й корозійну стійкість, відповідну до строку служби автомобіля;
- достатня для роботи агрегатів і вузлів автомобіля жорсткість;
- форма рами (кузова) повинна забезпечувати зручність монтажу агрегатів, малу висоту центру ваги й малу навантажувальну висоту;

- форма й конструкція кузова повинні забезпечувати необхідні комфортабельність, травмобезпечність, а також вимоги моди.

Крім того, до кузовів і рам, як і до інших механізмів і систем автомобіля, пред'являють також загальні вимоги: забезпечення мінімальної маси, висока надійність, мінімальне обслуговування, технологічність.

#### **14.2 Виконання вимог до кузовів і рам конструктивними заходами**

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до кузовів і рам.

**Мінімальна маса кузовів** легкових автомобілів і кабін вантажних автомобілів забезпечується застосуванням м'якої низьковуглецевої (через глибоке штампування) листової сталі, товщина якої звичайно зменшено до 0,8 мм. Рами виготовляють із листової сталі товщиною 2...4 мм (рами великих легкових автомобілів), 5...12 мм (лонжерони рам автобусів і вантажних автомобілів), 4...8 мм (поперечки рам автобусів і вантажних автомобілів). Іноді для зниження маси рами вантажних автомобілів виготовляють із легованої листової сталі.

Підвищення корозійної стійкості й, отже, довговічності кузовів легкових автомобілів забезпечується застосуванням листової сталі з додаванням міді або оцинкованої. Ненавантажені панелі кузова виготовляють із пластмас. Іноді кузова легкових автомобілів і кабін спеціальних вантажних автомобілів виготовляють із алюмінієвого листа або із пластмас. Для зовнішніх панелей кузовів автобусів усе частіше застосовують алюмінієві листи.

**Достатня жорсткість рам** в основному забезпечується при вигині лонжеронами (при крутінні також і поперечками) необхідної висоти й товщини.

Для підвищення жорсткості кузовів використовують закриті або відкриті профілі, що утворюють каркас, або виштампувані або додаткові ребра.

**Травмобезпечність кузова (внутрішня)** забезпечується зменшенням інерційних навантажень при наїздах попереду й позаду (наприклад, створення більш твердого салону при менш

жорсткій передній й задній частинах легкового автомобіля), обмеженням переміщення людей при аваріях (застосування ременів і подушок безпеки), усуненням травмонебезпечних деталей, збереженням життєвого простору при перекиданні.

**Травмобезпечність кузова (зовнішня)** забезпечується вдосконалюванням бамперів, усуненням травмонебезпечних деталей і виступів, застосуванням бічних і задніх огорожень на кузовах вантажних автомобілів, а в деяких випадках застосуванням захисних пристосувань, що зменшують травми пішоходів при наїзді на них.

### 14.3 Основи розрахунків кузовів і рам

В статичному положенні при опорі на всі колеса вагові навантаження діють симетрично поздовжній осі й викликають вигин рами (або кузова), причому напруги невеликі.

**Навантажувальні режими рами** визначаються динамічними навантаженнями, що діють на ніс у русі. При цьому для розрахунків звичайно розглядають два режими.

**Рух з великою швидкістю по дорозі із дрібними нерівностями.** Підресорені частини роблять інтенсивні вертикальні коливання. Динамічні навантаження можна виразити через статичні:

$$P_{iд} = P_{iст} k_{iд}, \quad (14.1)$$

де  $P_{iст}$  – статичне навантаження;

$k_{iд}$  – коефіцієнт динамічності для  $i$ -го розрахункового перетину. Його звичайно приймають рівним 2...2,5 для вантажних автомобілів, 1,5...2,0 для автобусів, 1,1...1,5 для легкових автомобілів.

Приблизно вертикальні динамічні навантаження можна вважати симетричними, а, отже, лонжерони працюють на вигин, але в місцях кріплення агрегатів можливі значні крутні моменти. Для багатовісних автомобілів розглядають найнебезпечніший випадок: опора на колеса тільки крайніх осей. При розрахунках на вигин раму розглядають як балку на опорах – осях автомобіля.

**Подолання великих нерівностей з вивішуванням деяких**



**коліс.** Колеса однієї осі перебувають на горизонтальній поверхні, а одне з коліс іншої осі піднімають на висоту  $h$ , при якій починається відрив одного з коліс від поверхні дороги. Опорні реакції несиметричні й рама працює на крутіння при розрахунковому моменті:

$$M_p = \alpha_{\max} c_3, \quad (14.2)$$

де  $\alpha_{\max} = h/B$  - максимальний кут скручування рами;  
 $h$  - максимальна висота підйому одного з коліс (до початку відриву одного з коліс від поверхні дороги);  
 $B$  - колія;  
 $c_3 = c_{11}c_p/(c_{11} + c_p)$  - еквівалентна кутова жорсткість;  $c_{11}$ ,  $c_p$  - кутові жорсткості підвіски й рами.

В нормальних умовах кути закручування рами звичайно становлять близько  $1^\circ$  на 1 м довжини, при русі поза дорогами вони можуть бути в 2÷3 рази більше. Лонжерони й поперечки – це тонкостінні профілі, які при крутінні викривляються, стають неплоскими – депланують.

Крім дотичних напружень виникають нормальні напруги стиснутого крутіння, тому розрахунки рам на крутіння звичайно базується на теорії тонкостінних профілів. Існують і наближені методи розрахунків. У табл. 14.1 наведені дані по різних профілях для порівняння їх працездатності на вигин і крутіння.

Ці дані наведені при однаковій товщині стінок  $\delta$  і площі поперечного перерізу, а виходить, при рівній вазі на одиницю довжини. На рис. 14.1 показаний розподіл нормальних напруг стиснутого крутіння швелерного перетину.

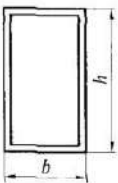
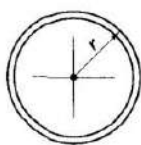

Ці напруги в трьох точках мають нульове значення. На вертикальній стінці нульова точка перебуває в середині висоти, а на горизонтальних полках їх положення визначається наступною залежністю:

$$a_x = 3(b - 0,5\delta)^2/(h + 6b + 4\delta), \quad (14.3)$$

У нульових точках доцільно розміщати кріпильні отвори. Найбільші напруги спостерігаються у країв полиць точок 1 і 2 В

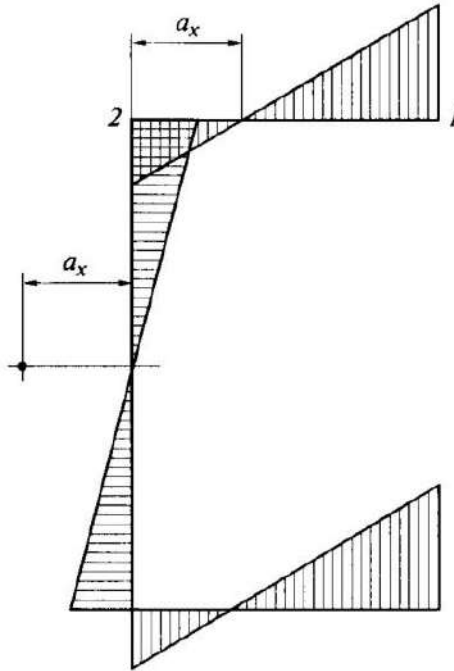
експлуатації через високі змінні напруги виникають утомні ушкодження, які накопичуючись, призводять до поломок.

Таблиця 14.1 – Порівняння працездатності різних профілів

Схема профіля	$W_{уз}$	$W_{уз}, \%$	$W_{кр}$	$W_{кр}, \%$
 $h/b = 2$	$\delta h(h + 3b)/3$	53	$2\delta bh$	70
	$\pi\delta r^2$	47	$2\pi\delta r^2$	100
 $h/b = 2,5$ $h/b = 3,5$	$\delta h(h + 6b)/6$	100 105	$\delta^2(h + 2b)/3$	3.5 3.5

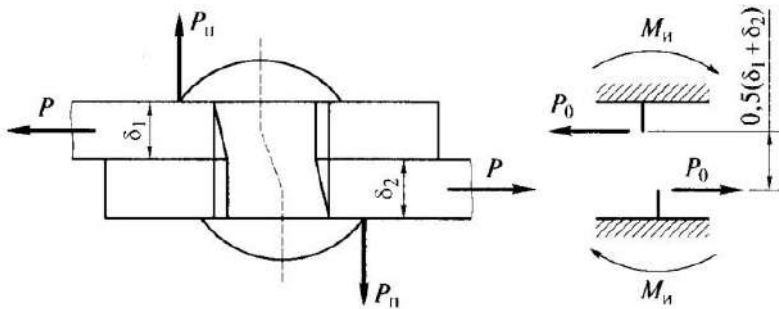
Ці поломки звичайно зароджуються в місцях концентрації напруг. У рамках вантажних автомобілів зі звичайною вантажною платформою найбільші напруги в лонжеронах виникають у зоні третьої поперечки, приблизно біля переднього борту кузова. У сідельних тягачів найбільші напруження в лонжеронах виникають у зоні п'ятої поперечки біля кронштейнів підвіски. З поперечок найбільш навантаженою зазвичай є перша поперечка.

**Заклепувальні з'єднання** працюють при стиснутому крутінні й горизонтальному вигині. Незалежно від технології клепок, заклепки руйнуються від вигину.



1, 2 – крайні точки полиць

Рисунок 14.1 – Розподіл нормальних напружень по швеллерному профілю



$P$  – зусилля, що створює напруга зрізу;  
 $P_0$  – зусилля стиску деталей що з'єднуються

Рисунок 14.2 – Схема навантаження заклепувального з'єднання

У граничному випадку можна розглядати вигин стрижня заклепки в умовах, коли стінки отвору не перешкоджають деформації вигину (рис. 14.2) під дією згинального моменту:

$$M_{и} = 0,5P_0(\delta_1 + \delta_2), \quad (14.4)$$

де  $P_0$  – зусилля, що створює момент  $M_{и}$ ;  
 $\delta_1, \delta_2$  – товщини деталей, що з'єднуються.

Напруга вигину в головки заклепки:

$$\sigma_{и} = 0,5M_{и}/(0,1d^3), \quad (14.5)$$

де  $d$  – діаметр заклепки.



Рисунок 14.3 – Епюра напруг вигину лонжерона рами вантажного автомобіля

Напруга зрізу (вона майже в 2 рази менше напруги вигину) визначається по формулі:

$$\tau = 4P/(\pi d^2). \quad (14.6)$$

**Розрахунки рами на вигин** ведуться через симетрію згинаючого навантаження по одному лонжерону як балки, обпертої на ресори. Визначають діючі навантаження й реакції в опорах, будують епюру згинальних моментів  $M_{и}$ , обчислюють моменти опору перетинів і напруги вигину:

$$\sigma_{и} = M_{и}/W_{и}, \quad (14.7)$$

На епюрі напруг вигину (рис. 14.3) є два максимуми: у середній частині близько переднього краю кузова й близько заднього кронштейна задньої ресори. Ці напруги мають різні знаки: у середній частині розтягнута нижня полиця лонжерона, а близько задньої ресори розтягнута верхня полиця.

**Розрахунки рами на крутіння** роблять, розглядаючи її як плоску систему, що складається зі стрижнів, причому криволінійність стрижнів не враховують. Жорсткість лонжерона при вигині в багато разів більша, чим при крутінні. Умовно приймають лонжерони прямими, тоді деформації крутіння стрижнів можна виразити через кут закручування  $\alpha = 2b/L$  (рис. 14.4, а).

Розрізавши поперечки в площині симетрії рами й приклавши в місцях розрізу внутрішні крутні моменти  $M_{\text{кри}}$  й сили  $Q_i$  що перерізують, переходять від статично невизначеної системи (рис. 14.4, а) до статично визначеної системи (рис. 14.4, б), яку приймають за розрахункову схему. Будують епюри згинальних моментів (рис. 14.4, в) і бімоментів (рис. 14.4, г). По цих двох епюрах визначають сумарні напруги  $\sigma$  й будують епюру цих напруг (рис. 14.4, д):

$$\sigma = M_{\text{кри}}/W_{\text{кри}} + B_i/W_{bi}, \quad (14.8)$$

де  $B = - EJ_b d^2\theta/dz^2$  - бімомент;

$E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа;

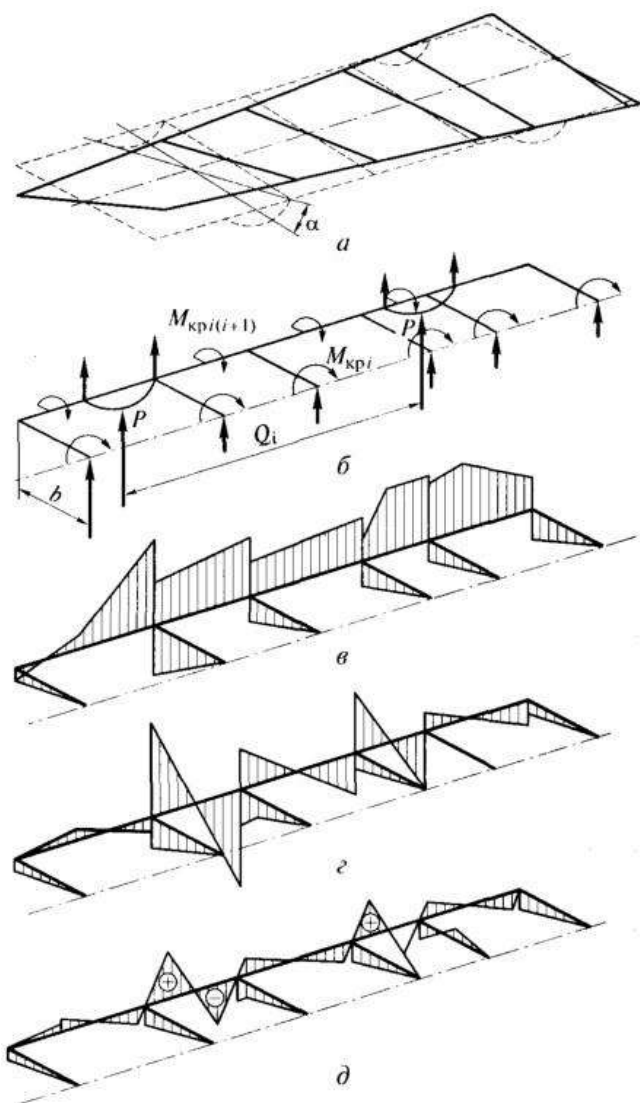
$J_b$  - секторіальний момент інерції;

$d^2\theta/dz^2$  - друга похідна кута закручування по довжині стрижня;

$W_b$  - секторіальний момент опору.

**Навантажувальні режими й розрахунки кузова** значно складніші, тому що несучий кузов, являє собою складну оболонкову конструкцію з різними прорізами й стійками.

До недавнього часу основним методом оцінки міцності кузова легкового автомобіля й автобуса вважалися стендові й дорожні випробування на вигин і крутіння з тензометруванням напруг у безлічі точок.



а – навантажувальна схема; б – розрахункова схема;  
 в – епюра згинальних моментів; г – епюра бімоментів;  
 д – епюра напруг

Рисунок 14.4 – Схеми послідовності розрахунків рами на крутіння

Напруги в кузові легкового автомобіля при крутінні в 2-4 рази вищі, ніж при вигині, причому окремі елементи працюють на вигин, розтягання, стиск, крутіння. Нормальною вважається жорсткість при куті закручування на 1 м довжини не більш  $0^{\circ}15'$ .

Деформації й напруги, що діють у несучому кузові, можна визначати різними аналітичними методами:

- **наближенням** – методом потенційної енергії, використовуваним при порівняльних розрахунках на початковій стадії проектування кузова;
- **точним** – методом, заснованим на теорії тонкостінних стрижнів, застосовуваним звичайно після завершення проектування кузова;
- **методом кінцевих елементів**, що представляють практично необмежені можливості для аналізу напруг і деформацій (вibraцій) у кузові, але потребуючим застосування ЕОМ з досить великим об'ємом пам'яті.

Розроблені методи наближеного розрахунку деформацій або ушкоджень кузова від удару при аварії (попереду, позаду, збоку або зверху – перекидання).

Метод кінцевих елементів полягає в тому, що реальна конструкція замінюється структурною моделлю, що складається з найпростіших елементів, таких як стрижні, пластини й т.п. з відомими пружними властивостями. Розрахунки здійснюються в кілька етапів. Спочатку конструкцію розбивають на прості елементи.

Наприклад, виділяють половину кузова по площині симетрії й розбивають її на 200 – 500 елементів (рис. 14.5). Потім визначають координати вузлових точок. На рис. 14.6 як приклад показана модель із п'ятьма вузловими точками 1' -5' і сьома стрижнями (елементами) 1-7.

Після цього виконують розрахунки на ЕОМ по спеціально розробленій програмі, задаючи зовнішні навантаження й визначаючи напруги в кожному елементі.

Звичайно структурна модель кузова розглядається без обліку різних дрібних елементів (отворів, гофр, зварювання, тощо), які можуть вплинути на напружений стан кузова. Тому може виникнути необхідність у наступній експериментальній перевірці.

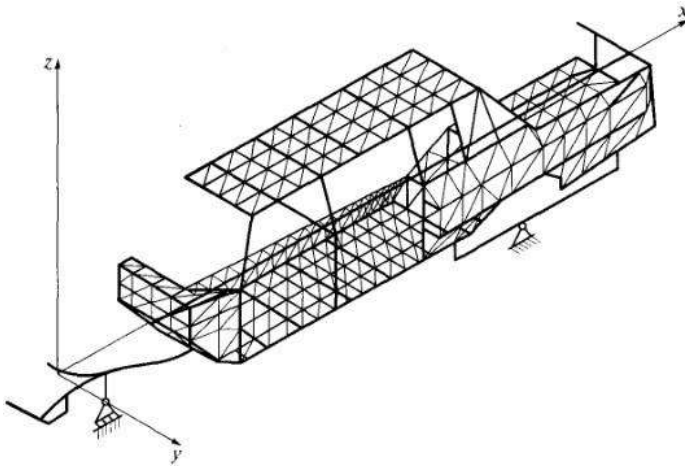
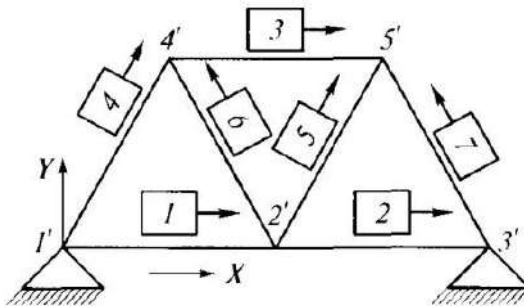


Рисунок 14.5 – Розрахункова модель кузова легкового автомобіля



1' – 5' – вузлові точки; 1-7 – стрижні

Рисунок 14.6 – Розрахункова схема вузлового елемента кузова:

**Розрахунки буфера** роблять наступним чином. Буфер (бампер) з енергопоглинаючим елементом – амортизатором зменшує силу лобового удару при легких зіткненнях. Рух автомобіля під час удару можна описати рівнянням:

$$m_n \ddot{x} = -F(t), \quad (14.9)$$

де  $x$  – переміщення буфера;

$F(t)$  – зміна сили амортизації в часі.



Прийнявши  $F(t) = F_0 = \text{const}$ , одержимо з рівняння (14.9):

$$\dot{x} = -F_0 t / m_a + v_0 \text{ и } x = -F_0 t^2 / (2m_a) + v_0 t, \quad (14.10)$$

Крім того, час удару:

$$t_{\text{уд}} = m_a v_0 / F_0 \text{ (при } \dot{x} = 0), \quad (14.11)$$

і хід амортизатора:

$$x_{\text{max}} = m_a v_0^2 / (2F_0), \quad (14.12)$$

визначають із рівняння (14.10) при  $t = t_{\text{уд}}$ .

Якщо  $x_{\text{max}} = 80$  мм і  $x = 4$ g, тоді одержимо:

$$v_0 = \sqrt{2x_{\text{max}} \ddot{x}} = 2,5 \text{ мс}^{-1}, \quad (14.13)$$

Тобто  $v_0 = 9$  км/год.

Збільшивши  $x_{\text{max}}$  до 320 мм, одержимо  $v_0 = 18$  км/год.

Таким чином, захисні можливості буфера досить обмежені.

#### 14.4 Розрахунки на працездатність

**Розрахункові навантаження.** Визначають навантаження з урахуванням коефіцієнтів динамічності при опорі на колеса крайніх осей (розрахунки на вигин), при вивішуванні одного колеса (розрахунки на крутіння) або при симетричному або несиметричному навантаженні від удару.

**Матеріали.** Рами виготовляють із товстолистової сталі 08кп, 20кп або з низьколегованих сталей 14Г2, 30Т та ін.; кузова – з тонколистової сталі 08кп, 08Фкп, 08Ю товщиною 0,8...1,5 мм, іноді з добавкою міді або оцинкованої, а також з алюмінієвих або пластмасових листів.

**Розрахунки.** Рами й кузова розраховують на вигин і крутіння. Крім того, розраховують деформації або ушкодження кузова від удару при аварії (попереду, позаду, збоку, зверху – перекидання).

#### Питання для самоперевірки

1. По яких основних ознаках класифікують кузова й рами?
2. Перелічіть вимоги до кузовів і рам. Якими конструктивними

- заходами вони забезпечуються?
3. Які особливості розрахунків рами і кузовів на працездатність?
  4. З яких марок сталей виготовляють рами?
  5. В чому суть методу кінцевих елементів?
  6. Якими методами можна визначати деформації й напруги що діють у несучому кузові автомобіля?
  7. Як виконуються розрахунки рами на вигин?
  8. Від чого руйнуються заклепки на рамі?
  9. Як визначають максимальний кут скручування рами?
  10. Чим забезпечується внутрішня травмобезпечність кузова?

## 15 ВІБРАЦІЇ ТА ШУМ В АВТОМОБІЛІ

**Вібрації** – це механічні коливання з відносно малими амплітудами й частотою 17...25 Гц і більше. Останнім часом усе частіше вібраціями називають механічні коливання з будь-якою частотою.

**Шум** – це безладна комбінація звуків різного тону (частоти) і сили (інтенсивності), що мають суцільний спектр у деякому діапазоні частот.

**Звук** – це механічні коливання в пружних середовищах, суб'єктивно сприймані спеціальним органом почуттів людини й тварин.

Рівень вібрацій, що діють на водія й пасажирів, і рівень внутрішнього шуму в кабіні або кузові є основними показниками комфортабельності автомобіля. Вібрації через стомлюваність водія впливають на активну безпеку автомобіля, обмежують швидкість автомобіля, а виходить, і його продуктивність. Вібрації впливають на справність агрегатів автомобіля й схоронність перевезеного вантажу.

Рівень зовнішнього шуму регламентований Правилком ЄЕК ООН № 51 поправка 2 (ГОСТ Р41.51-2004). Рівень зовнішнього шуму є показником негативного впливу автомобіля на навколишнє середовище.

**Вібрації.** Вплив на людину вібрацій визначається їхньою інтенсивністю, спектральним складом, напрямком і тривалістю впливу.

Інтенсивність вібрацій на автомобілях оцінюється звичайно середнім квадратичним значенням віброприскорення  $\sigma$  (в  $\text{м/с}^2$ ), або відношенням (називаним рівнем вібрацій) обмірюваного значення  $\sigma$  до значення  $\sigma_0 = 9,8 \text{ м/с}^2$ , що відповідає умовному нульовому рівню. Це відношення беруть під знаком десяткового логарифма.

Одиниця виміру називається *белом* (Б), а її десята частина – децибелом (дБ):  $L = 20 \lg(\sigma/\sigma_0)$  [дБ].

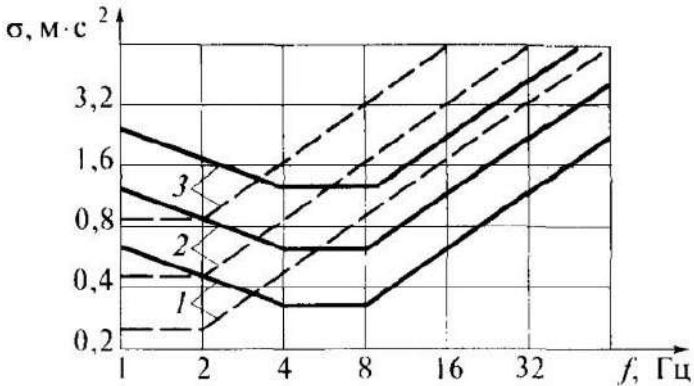
Спектральний склад вібрацій представляють значеннями  $\sigma$  для середньо-геометричних частот  $f$  октавних (відношення верхньої частоти в смузї до нижньої  $\omega_v/\omega_n = 2$ ) або третьоктавних

смуг (в Гц).

Оцінка впливу охоплює перші сім октавних смуг, причому перші п'ять смуг  $f = 1; 2; 4; 8; 16$  Гц – це механічні коливання й лише смуги  $f = 32; 64$  Гц – вібрації в колишньому розумінні.

Напрямки, по яких оцінюють вібрації й механічні коливання, ділять на вертикальне (вісь Z), горизонтальне поздовжнє (вісь X) і горизонтальне поперечне (вісь Y). Зазвичай виміри виконують тільки уздовж осей Z і X.

Тривалість впливу вібрацій для автомобілів ухвалюють рівною 8 год і менше, причому припустимі значення різні для різних октавних смуг (рис. 15.1). Крім того, припустимі значення для рівня безпеки здоров'я в 2 рази вище, а для рівня комфорту в 3,15 раз нижче, чим для рівня продуктивної роботи (рис. 15.1, де наведені дані для часу впливи 8; 2,5; 1 год).



1 – при часі впливу 8 год; 2 – при часі впливу 2,5 год;  
3 – при часі впливу 1 год;

Рисунок 15.1 – Норми впливу вібрацій

При порівняльній оцінці зручно користуватися еквівалентним середньоквадратичним прискоренням:

$$\sigma_g = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_i \sigma_i)^2}, \quad (15.1)$$

де  $k_i \leq 1$  – ваговий коефіцієнт чутливості людини до

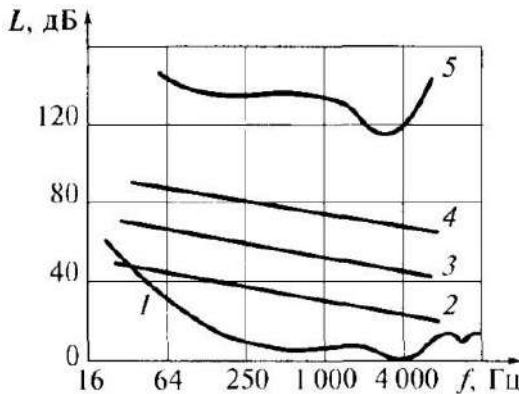
прискорення в  $i$ -й смузі;

$\sigma_i$  – середньоквадратичне прискорення в  $i$ -й смузі;

$n$  – число октавних смуг частот.

**Внутрішній шум** (рис. 15.2) в кабіні або кузові складається зі структурного шуму, що виникає від вібрацій панелей кабіни або кузова, створюваних двигуном, трансмісією, дорогою, і аеродинамічного шуму, передаваного через повітря від джерел шуму, що перебувають поза кабіною або кузовом. Зовнішній шум автомобіля складається із шумів, випромінюваних їм у навколишнє середовище.

Вплив шуму на людину визначається інтенсивністю й спектральним складом.



1 – поріг чутності; 2, 3, 4 – високий, середній, низький ступені акустичного комфорту відповідно; 5 – поріг болючого сприйняття

Рисунок 15.2 – Оцінка рівня внутрішнього шуму:

Інтенсивність шуму оцінюється рівнем  $L$  звуку – кількістю енергії  $J$  поверхні, що проходить за одиницю часу через одиницю, перпендикулярної до напрямку поширення звуку, Вт/м<sup>2</sup>, або рівнем  $L$  звукового тиску  $p$  у даній точці, Па:

$$L = 10 \lg(J/J_0) = 20 \lg(p/p_0), \quad (15.2)$$

причому відповідають порогу чутності людини:

$$J_0 = 10^{-12} \text{ Вт/м}^2, \quad (15.3)$$

$$p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Па}. \quad (15.4)$$

Хоча вухо людини чує звуки в діапазоні частот 16...20 000 Гц (6-14 октави), але шкідливий вплив виявляють на організм людини й нечутні інфразвуки.

При порівняльній оцінці звичайно користуються рівнем шуму, обмірюваним шумоміром, без спектрального аналізу. У стандартах приводять його припустимі значення. У країнах СНД рівень внутрішнього шуму регламентує ГОСТ Р 51616-2000 (табл. 15.1).

Таблиця 15.1 – Припустимий рівень внутрішнього шуму

Категорія автомобіля	Припустимий рівень звуку, дБ А
<b>Автобуси й автомобілі для перевезення пасажирів</b>	
M1 (крім вагонного або напівкапотного компонування кузова)	78
M1 (вагонне або напівкапотне компонування кузова)	80
M2, M3 (крім розташування двигуна попереду або поруч із місцем водія):	
на робочому місці водія	78
у пасажирському приміщенні автобусів класів II і III	80
у пасажирському приміщенні автобусів класу I	82
M2, M3 (з розташуванням двигуна попереду або поруч із місцем водія) на робочому місці водія й у пасажирському приміщенні	80
<b>Автомобілі для перевезення вантажів</b>	
N1 повною масою до 2 т	80
N і повною масою від 2 до 3,5 т	82
N2, N3 крім призначених для міжнародних і міжміських перевезень	82
N2, N3 для міжнародних і міжміських перевезень	80
Напівпричепи, призначені для перевезення пасажирів	80
<b>Тролейбуси</b>	
На робочому місці водія	78
У пасажирському приміщенні	82

## 15.1 Вплив вібрацій і шуму в автомобілі, їхні джерела

**Вплив вібрацій на деталі автомобіля.** Вібрація призводить до утомного руйнування деталей. Вона може виникнути в одному місці автомобіля, а вібраційні руйнування – в іншому. Особливо

небезпечні резонанси. Тому особливу важливість набуває вивчення джерел виникнення вібрації й особливостей її передачі різними частинами автомобіля на різних режимах роботи.

Крім того існують і інші впливи вібрації на деталі автомобіля: ослаблення нерухливих з'єднань, зношування й зміна дисипативних властивостей сполучених з'єднань, зіткнення й збільшення зазорів у з'єднаннях із зазорами.

Вібраційні впливи, не викликаючи руйнувань вузлів, можуть призводити до порушення їх нормального функціонування (порушення контактних з'єднань в електроустановці, порушення роботи систем автоматичного керування і т.д.).

Здатність вузла не руйнуватися при вібраційному впливі називається **віброміцністю**, а здатність нормально функціонувати – **вібростійкістю**.

**Ціль віброзахисту вузлів** – підвищення їх віброміцності й вібростійкості.

Утомне руйнування зазвичай починається з появи мікротріщин, які під впливом циклічного навантаження починають збільшуватися. Послабляється кристалічна структура металу. Після того, як утомна тріщина досягає критичної довжини, її швидкість поширення різко зростає, і настає утомне руйнування. Поверхня зламу – характерна грубозерниста, кристалічна.

Довговічність деталей при утомному руйнуванні визначається числом циклів  $N$  навантаження до руйнування. Для чорних металів і сплавів крива утоми в логарифмічних координатах  $\sigma-N$ , де  $\sigma$  – напруга, відповідна до похилої прямої з різким переходом до горизонтальної ділянки після мільйона циклів (для кольорових металів і сплавів – кривої лінії з повільним зменшенням при збільшенні  $N$ ).

Мільйон циклів для півосей автомобіля зазвичай відповідає 3 000 км пробігу. За границю витривалості часто ухвалюють напругу, що відповідає  $10 \cdot 10^6$ , тобто 10 млн. циклів, для алюмінієвих сплавів –  $5 \cdot 10^8$  циклів.

Часто матеріал зазнає не тільки змінних, але й статичних навантажень. При цьому небезпека утомного руйнування зростає, причому в тим більшому ступені, чим вищі статичні напруги.

## **15.2 Вплив вібрацій на водія й пасажирів**

Вібрації не завжди виявляють на людину шкідливий вплив. Помірна вібрація в певній дозі поліпшує живлення тканин тіла, стимулює трудову діяльність, але в автомобілі вібрація погано впливає на людину.

Людина сприймає вібрації вестибулярним апаратом, очима, суглобами, м'язами, шкірою. Сприйняття вібрацій людиною залежить від частоти: при низьких частотах сприйняття пропорційне прискоренням, при середніх – швидкостям, при високих – частотам. Чим більше амплітуди вібрацій, тем неприємніше відчуття.

Чутливість людини до вібрацій до деякої міри залежить від положення тіла, способу впливу вібрацій на тіло, психологічних факторів, індивідуальних особливостей, але найбільше – від частоти.

Вважається, що звичайно людина відчуває вібрації в діапазоні частот  $10^{-1} \dots 10^5$  Гц. Шкідливі наслідки (запаморочення, порушення зору, порушення мови і т.д.) зазвичай спостерігаються при тривалому впливі вібрацій у діапазонах частот  $1 \dots 10^2$  Гц. Людський організм найбільш чутливий до вертикальних вібрацій у діапазоні частот  $4 \dots 8$  Гц і до горизонтальних – у діапазоні  $1 \dots 2$  Гц (рис. 15.1).

## **15.3 Вплив внутрішнього шуму на водія й пасажирів**

Шум не завжди виявляє шкідливий вплив на людину. Для нормального існування, щоб не вважати себе ізольованим від зовнішнього світу, людині потрібний шум в  $20 \dots 30$  дБ. Однак у салоні автомобіля рівень шуму при швидкості  $50$  км/год може становити  $60 \dots 70$  дБ і більше, при  $100$  км/год –  $70 \dots 80$  дБ і більше.

Сприйняття шуму людиною залежить від рівня шуму й частоти (рис. 15.2), а також від його зміни в часі, психологічних та інших факторів, індивідуальних особливостей людини. Підвищений шум є причиною погіршення чутності, передчасного стомлення й зниження продуктивності праці.

Хоча людське вухо чує звуки в діапазоні частот  $16 \dots 20\,000$  Гц, однак на людський організм виявляють шкідливий вплив і



нечутні інфразвуки. Слабкі інфразвуки, діючи на внутрішнє вухо, викликають відчуття морської хвороби. Сильні інфразвуки, викликаючи вібрацію внутрішніх органів, можуть призвести до їх ушкодження і навіть до зупинки серця.

Рівень шуму автомобіля звичайно оцінюють у дБ А, враховуючи характер суб'єктивного сприйняття гучності звуку людиною. При вимірі цієї величини використовують шумомір з відповідним контуром (корекцією А, що частково зрізує складові спектра із частотами менше 500 Гц). По спектру шуму, дБ, можна розрахувати рівень шуму, дБ А, використовуючи залежність:

$$L_A = 10 \lg \left| \sum 10^{(L - \Delta n)/10} \right|, \quad (15.5)$$

де  $L$  – усереднений рівень, дБ, в  $i$ -й октавній смузі частот;  
 $\Delta n$  – коригувальне виправлення для цієї смуги частот.

Однак у ряді випадків шум в автомобілі з меншим рівнем шуму, дБ А, сприймається людиною як більш неприсмний, чому в автомобілях з більш високим рівнем шуму. Тому часто додатково використовують інші оцінні параметри. Так, наприклад, використовується індекс артикуляції:

$$IA = \sum g \Delta L, \quad (15.6)$$

$g$  – ваговий множник;

$0 < \Delta L < 30$  дБ – різниця між піковими рівнями мови й рівнями перешкод у відповідній смузі частот у діапазоні 200...5000 Гц.

Індекс артикуляції характеризує можливість розмовляти нормальним голосом усередині автомобіля. Експериментально визначений рівень мови на відстані 1 м. Прийняте  $IA = 100\%$ , якщо шум в автомобілі зовсім не заважає розумінню мови, і  $IA = 0$ , якщо він повністю перекриває розмовну мову.

Для сучасних легкових автомобілів середнього класу при швидкості руху 120 км/год індекс артикуляції звичайно перебуває в межах 25...50 %. Різниця в рівнях шуму в дБ або в дБ А в легкових автомобілях при швидкості 100 км/год часто досягає

25...30 дБ, що вказує на високу частку інфразвуку в загальному спектрі шуму.

#### **15.4 Джерела вібрації**

Змушувальні сили викликають коливання (вібрацію) окремих частин автомобіля, різняться по природі, характеру дії й напрямку. По характеру вони можуть бути одиничні й безперервно діючі, а по природі виникнення – внутрішні й зовнішні.

До *зовнішніх джерел вібрації* відносяться:

- дорожні нерівності;
- впливи, викликані водієм через органи керування: при рушанні з місця, перемиканні передач, при «кидку» педалі зчеплення, гальмуванні стоянковою гальмовою системою, тощо.

До *внутрішніх джерел вібрації* відносяться:

- нерівномірність роботи двигуна, яка залежить від особливостей його конструкції й робочого процесу;
- конструктивно-технологічні особливості вузлів і деталей трансмісії, що викликають нерівномірність обертання зубчастих коліс, карданної передачі, коліс автомобіля та інших обертових мас.

Основними джерелами вібрації в автомобілі є дорожні нерівності й двигун.

При русі автомобіля по дорогах його кузов сприймає вертикальні й горизонтальні коливання. Ці коливання, крім того, призводять до змін деяких параметрів: до змін радіусів кочення й площі контакту шин з дорогою, а також до зміни положення ведучого мосту щодо кузова.

У свою чергу, ці зміни викликають виникнення нових коливань, а саме зміни площі контакту шин ведучих коліс із дорогою, внаслідок різної тангенціальної жорсткості шин, призводять до параметричних коливань; зміни положення ведучого мосту щодо кузова призводять до виникнення знакозмінних змін крутного моменту зі значними амплітудами.

Колівання від роботи двигуна, в основному крутильні й згинні, викликані наступними основними причинами: мінливістю крутного моменту двигуна, неврівноваженістю сил інерції

рухливих мас кривошипно-шатунного механізму. Сумарні силові впливи цих факторів можуть бути досить істотними. Двигун є також джерелом значних вертикальних вібрацій.

Приблизні діапазони частот власних коливань окремих частин автомобіля наступні, Гц:

- пасажир на сидіння – 1...5;
- двигун на опорах, а також невідресорені маси – 5...20;
- кузов – 10...50;
- ресори й шини – 20...200;
- вібрації через роботу двигуна і карданну передачу – 10...200.

Істотне посилення вібрацій спостерігається при збігу частот власних коливань декількох окремих частин автомобіля. Відзначимо особливості вібрації окремих частин автомобіля.

**Силовий агрегат.** Поршневий двигун є потужним джерелом вібрації, особливо при малій швидкості руху й високій частоті обертання колінчатого вала. Звичайно двотактний бензиновий двигун має більш високий рівень вібрації, ніж чотиритактний, але все-таки набагато менший, ніж дизель.

Великий вплив має число й розташування циліндрів. Так, найменшу віброактивність мають двигуни Р6 (шість циліндрів, розташованих у ряд) і V8-90°, найбільшу – з невідрівноваженими силами інерції першого (двигуни Р2) і другого (двигуни Р4 і V4-90°) порядку й моментами сил інерції першого (двигуни Р5) і другого (двигуни Р5 і V6-90°) порядків.

Застосування механізмів що врівноважують (як на двигуні Р2 автомобіля «Ока») суттєво знижує віброактивність і шум невідрівноважених двигунів. Усі фактори вібрації двигуна проявляються в діапазоні частот до 500 Гц, а найбільш інтенсивні – у діапазоні 8...10 Гц, що близько до власної частоти вертикальних коливань силового агрегату й передніх невідресорених мас автомобіля.

Частоти власних згинних коливань силового агрегату збільшуються зі зменшення його довжини, тому, наприклад, недоцільні подовжувачі коробок передач. Поперечне розташування двигуна передньоприводних автомобілів визначає компактність силового агрегату, завдяки чому частоти його власних згинних коливань виходять за рекомендоване значення

200 Гц. Однак це не виключає можливості виникнення небезпечних вібраційних резонансів у передньоприводних автомобілях.

**Трансмісія.** Для трансмісії автомобіля характерні інтенсивні коливання з декількома резонансними режимами, які передаються на підвіску й кузов. Так, для однієї моделі легкового автомобіля із задніми ведучими колесами було виявлено в діапазоні частот до 800 Гц 14 резонансних форм.

Для зниження вібрацій при цих резонансах застосовують настроювання по власних частотах. У цей час усі автомобілі мають демпфер крутильних коливань, установлений у веденому диску зчеплення. Крім того, багато легкових автомобілів мають пружну муфту в карданній передачі, а іноді ще й у ведучому мосту або в кінцях півосей. Значно знижуються крутильні коливання при використанні гідротрансформатора.

Не менш небезпечні в трансмісії згинні й згинно-крутильні коливання, які в діапазоні частот до 1000 Гц мають кілька резонансних форм. Для їхнього зниження застосовують зміну власних частот силового агрегату, більш жорсткі картери та їхні стики, зниження згинної жорсткості з'єднання маховика з колінчатим валом і т.д.

**Підвіска.** На низьких частотах (до 20 Гц) через підвіску передаються коливання, відповідні до частот власних коливань підресорених (1...2 Гц) і непідресорених (6...12 Гц) мас. На високих частотах амортизатор і пружні елементи поведуться інакше, ніж на низьких, і не виконують своїх функцій.

Вібраційні характеристики підвіски й шини повинні бути погоджені. Часто для їхнього поліпшення застосовують установку гумових віброізоляторів між деталями підвіски й кузовом, але це може призвести й до збільшення переданої через підвіску вібрації.

**Шини.** У шині в основному спостерігається два види коливань: середньої частоти, коли шина поводить як маса на пружині, і високої частоти, коли шину доводиться розглядати як систему з розподіленими параметрами, тому що розподілені уздовж окружності коливання протектора й боковин шини визначають коливання осі колеса. При цьому звичайно радіальні шини мають меншу (60... 100 Гц) першу власну частоту коливань

у порівнянні з діагональними (130...200 Гц) шинами. Радіальні шини викликають помітне збільшення вібрацій і внутрішнього шуму в діапазоні частот 60... 100 Гц. Проте створюються радіальні шини, що не уступають по вібраційних характеристиках кращим діагональним шинам.

На високих швидкостях руху вібрація й шум шин можуть суттєво збільшитися через їх дисбаланс. Так, збільшення дисбалансу шин легкового автомобіля до 0,1 Нм призводить до збільшення рівня їх шуму при 100 км/год на 2 дБ. На шину діють також бічні коливання, а на керовані колеса також «шіммі» (коливання щодо вертикальної осі) і «трампінг» (коливання щодо поздовжньої осі автомобіля).

**Кузов.** Є відмінності у формах коливання для різних кузовів легкових автомобілів (відкриті або закриті, седан, купе, універсал і т.д.). Однак звичайно можна виділити п'ять форм коливань:

- коливання жорсткого кузова щодо підвіски (5...10 Гц);
- змушене коливання жорсткого кузова, викликане вібрацією двигуна (11...17 Гц);
- згинні й крутильні коливання кузова в цілому (25...40 Гц);
- кільцева форма коливання пасажирського салону й згинні коливання карданного валу (50... 150 Гц);
- звуковий резонанс, що виникає в пасажирському салоні (90 або 150 Гц).

Крім того, окремі панелі кузова мають велику кількість частот власних коливань у діапазоні 50...200 Гц і вище.

**Гальмові механізми.** У дискових й особливо в барабаних гальмових механізмах при певних тисках у гальмовій системі можуть виникати високочастотні (1 000...4000 Гц) вібрації, які можна усунути установкою віброгасника близько механізму розжиму колодок та іншими заходами.

### 15.5 Джерела шуму

Джерела шуму в автомобілі по типу середовища, у якому виникає шум, можна розділити на наступні:

#### **механічні:**

- вібрація корпусу двигуна, компресора;
- вібрація й тертя в трансмісії;

- пасова передача (привод вентилятора двигуна);
- високочастотні вібрації кузова автомобіля при високочастотному впливі дороги;

***гідромеханічні:***

- пульсація тиску й тертя в насосах, гідромоторах;
- пульсація тиску в передавальних елементах гідросистеми;
- завихрення, удари потоку рідини, пульсація тиску в гідромуфтах і гідротрансформаторах;

***аеродинамічні:***

- вихлоп двигуна, компресора;
- усмоктування повітря двигуном і компресором;
- вентилятор двигуна;
- випуск газу з ресивера пневматичного привода гальмової системи;
- обтікання зустрічним потоком повітря кузова автомобіля.

Для аналізу джерел шуму в автомобілі зручне виділення наступних частин:

- двигун, а також деякі частини його систем (насоси, генератор, вентилятор, тощо), пристрої що всмоктують повітря й видаляють відпрацьовані гази;
- трансмісія (зубчасті колеса, карданні передачі);
- колеса, шини;
- повітряний потік навколо кузова;
- система вентиляції кузова;
- гальмові механізми.

Основним джерелом внутрішнього шуму в автомобілі є поршневий двигун.

Процес шумоутворення в поршневих двигунах має складний характер. Рівень звукового тиску в циліндрі двигуна на такті робочого ходу перевищує 220 дБ і частина енергії розсіюється в навколишньому середовищі.

Крім механічних, виникають і аеродинамічні шуми (усмоктування повітря, випуск відпрацьованих газів, робота вентилятора). До джерел механічних шумів двигуна можна віднести: взаємодію поршня із циліндром, вібрації в підшипниках колінчатого вала, вібрації головки блоку й стукіт клапанного

механізму, вібрації стінок гільз циліндрів, взаємодія шестірень паливного й масляного насосів, а також приводу газорозподільного механізму. Вібрація двигуна в основному є джерелом механічного шуму, частота якого перебуває звичайно в діапазоні 1000...2000 Гц.

Шум гідромеханічних джерел в автомобілі відноситься до малоінтенсивних шумів.

Звук доходить до людей, що перебувають в автомобілі, різними шляхами: через окремі частини автомобіля або по повітряному середовищу. Тому аналіз передачі внутрішнього шуму ґрунтується на схемі його утвору в автомобілі, на якій відзначають джерела – генератори шуму, їх відносять до активних елементів, і пасивні елементи, що передають шум, а також функціональні зв'язки між ними.

### **15.6 Шляхи зниження вібрацій і внутрішнього шуму**

***Зниження віброактивності джерела.*** Зазвичай збурюючи фактори ділять на дві групи. До першої відносять фізико-хімічні процеси, що відбуваються в джерелі: процеси горіння у двигунах, пульсацію рідини або газу в трубопроводах, тертя в кінематичних парах. Зниження віброактивності цієї групи пов'язано зі зміною параметрів процесів.

До другої групи відносять рух тіл у джерелі вібрації. Зниження віброактивності полягає в зменшенні динамічних реакцій за допомогою зрівноважування (статичне й динамічне балансування, застосування противаг, пристроїв розвантажування і т.п.).

***Зміна конструкції автомобіля або його частин.*** Сюди відносять два способи. Перший полягає в усуненні резонансів. Другий спосіб полягає в збільшенні демпфірування в ланках, іноді введенням спеціальних демпферів.

***Динамічне гасіння коливань.*** Цей спосіб полягає в приєднанні до системи додаткових пристроїв, що формують додаткові силові впливи. Розрізняють інерційні гасителі, поглиначі коливань, динамічні гасителі з тертям.

***Віброізоляція.*** Вона спрямована на ослаблення зв'язків між джерелом вібрації й об'єктом віброзахисту. Однак цьому звичайно супроводжують деякі небажані явища, наприклад,

збільшення амплітуд відносних коливань при низькочастотних впливах і при ударах. Тому застосування віброізоляції часто пов'язане зі знаходженням компромісного рішення.

### **15.7 Шляхи зниження внутрішнього шуму**

Усі методи й засоби зниження шуму ділять на дві групи. Перша – це використання віброізоляції й вібропоглинання, звукоізоляції й звукопоглинання; друга – це організація робочих процесів з мінімальними вібро- й звуко-випромінюваннями. Застосовують і розподіл по місцю зниження шуму.

Зниження шуму в джерелі забезпечується насамперед зниженням віброактивності джерела, а також рядом спеціальних заходів, наприклад, зменшенням технологічних допусків на виготовлення й складання вузлів, зменшенням зазорів, зокрема, між втулкою й клапаном, поршнем і гільзою циліндрів двигуна, застосуванням матеріалів з малим звуко-випромінюванням або з підвищеним внутрішнім тертям (хромиста сталь, марганцево-мідні сплави й т.п.), покриттів з високим вібро й звукопоглинанням.

Необхідно підвищувати твердість картерів без збільшення їх маси, уникати великих плоских зовнішніх ділянок. Більші можливості по зниженню шуму є в розробках малошумних процесів сумішоутворення й горіння в циліндрах двигунів за рахунок спеціальних форм камер згорання й т.п. При зменшенні частоти обертання в 2 рази октавний рівень звукової потужності знижується на 9...11 дБ.

*Зниження шуму по шляху його поширення* зв'язане зі зниженням вібрації, якщо поширення йде через тверді тіла. Однак застосовують і такі методи, як екранування або капотування джерела шуму (капотування двигуна знижує випромінювану частину шуму на 10...15 дБ, але підвищує вартість двигуна на 50...70 % і погіршує паливну економічність на 3...5 %), збільшення відстані від джерела до водія. Широко застосовуються глушители на впуску й випуску двигуна, звукоізоляційні й звукобирні матеріали.

*Зниження шуму безпосередньо в кузові або кабіні* досягається в основному звукопоглинанням і звукоізоляцією, включаючи ліквідацію акустичних вікон. Наприклад, за даними



фірми «Форд», через отвір, що становить 6 % від загальної площі моторного щита, у салон проходить до 90 % звукової енергії від двигуна.

Рівень шуму в легковому автомобілі визначається в значній мірі середньочастотними (200...300 Гц) складовими спектра. Їхне формування визначають вібрації панелей, що оточують салон, і резонансні коливання обсягу повітря в салоні.

Проблема зниження внутрішнього шуму виникла з появою автомобіля. Однак довгий час їй не приділяли певну увагу. Систематична діяльність по зниженню внутрішнього шуму почалася в 1950÷60-х рр. Рівень внутрішнього шуму стає одним з основних показників якості автомобіля.

Завдяки комплексу заходів, спрямованих на акустичне вдосконалювання автомобілів, шум у кузовах легкових автомобілів з 1970 по 1985 р. знизився в середньому на 4...7 дБ і з 1985 по 2000 р. – на 2...5 дБ. У значній мірі рівень внутрішнього шуму залежить від типу двигуна. Звичайно середній рівень внутрішнього шуму в автомобілів із чотирициліндровими двигунами на 3 дБ А вище, ніж в автомобілів із шестициліндровими двигунами.

Внутрішній шум легкових автомобілів, що мають великий робочий об'єм двигуна, при русі з постійною швидкістю порядку 100 км/год за останні 15-20 років наблизився до 60 дБ А и нерідко перебуває нижче цього рівня.

Проблема для цих автомобілів полягає не стільки в надалі зменшенні рівня звуку, скільки в удосконалюванні частотної характеристики спектра внутрішнього шуму з метою зробити її приємною для слуху. Проте застосування двигунів з великим робочим об'ємом не дає гарантованого низького рівня внутрішнього шуму. Великий внутрішній шум звичайно мають автомобілі з високофорсованими двигунами й малою спорядженою масою.

Інакше виглядає справа з автомобілями, що мають малий робочий об'єм двигуна. В автомобілів особливо малого класу часто не спостерігається стійке зменшення внутрішнього шуму при переході на нову модель.

Різниця між рівнями внутрішнього шуму автомобілів особливо малого й великого класу часто становить 12...15 дБ А и

більше. Проблема зниження внутрішнього шуму для легкових автомобілів особливо малого класу є особливо актуальною.

На одному з перших місць по кількості і якості автомобілів особливо малого класу стоїть Японія. В Японії накопичений значний досвід по зниженню внутрішнього шуму в легкових автомобілях особливо малого класу. Так наприклад, для легкових автомобілів з робочим об'ємом двигуна менше 0,85 л ефективним засобом зниження вібрації й шуму є зниження частоти обертання вала двигуна, у більшості випадків двоциліндрового чотиритактного.

Зниження частоти обертання з 8 000 до 6 000 хв<sup>-1</sup> забезпечує зменшення внутрішнього шуму на 3...5 дБ А при русі зі швидкістю 60... 100 км/год. Для двоциліндрових двигунів застосування балансувальних пристроїв забезпечує зниження внутрішнього шуму в автомобілях особливо малого класу на 1...3 дБ А.

Особливості зменшення внутрішнього шуму в легкових автомобілях особливо малого класу залежать від компоувальної схеми. В автомобілях з переднім розташуванням двигуна й передніми ведучими колесами основні джерела шуму локалізовані в передній частині автомобіля.

Особливе значення набуває зменшення вібрації двигуна за рахунок застосування спеціальних монтажних опор. Необхідно також зменшити передачу вібрації на окремі системи, закріплені на кузові автомобіля. Велике значення має забезпечення гарної звукоізоляції в зоні щитка приладів.

Автомобілі із заднім розташуванням двигуна й приводом на задні колеса мають укорочену систему випуску відпрацьованих газів, рівень вібрації якої менше в порівнянні зі звичайною. Однак для таких автомобілів необхідна ефективна звукоізоляція в зоні заднього сидіння.

В автомобілів з переднім розташуванням двигуна й приводом на задні колеса для зниження вібрацій і рівня внутрішнього шуму часто використовують задню підвіску з реактивними штангами.

### **Питання для самоперевірки**

1. Якими параметрами оцінюються вібрації й шум?
2. У чому особливості впливу вібрацій на деталі автомобіля?

3. У чому особливості впливу вібрацій на водія й пасажирів?
4. Перелічіть джерела вібрацій в автомобілі. Яку участь у формуванні вібрацій приймають силовий агрегат, трансмісія та інші частини автомобіля?
5. Перелічіть джерела внутрішнього шуму в автомобілі.
6. Перелічіть шляхи зниження вібрацій і внутрішнього шуму в автомобілі.
7. Що називається віброміцністю?
8. Що називається вібростійкістю?
9. Яка мета віброзахисту вузлів автомобіля?
10. З чого починається утомне руйнування деталей?
11. Як внутрішній шум впливає на водія й пасажирів?
12. Які два види коливань спостерігається у шині?
13. Як усувають високочастотні вібрації у гальмових механізмах?
14. Яке призначення віброізоляції?
15. В чому полягає динамічне гасіння коливань?

## ЛІТЕРАТУРА

1. Автомобілі. Теорія : навчальний посібник / В. П. Сахно, В. І. Сирота, В. М. Поляков. Одеса : Військова академія, 2017. 414 с.
2. Гащук П. Автомобіль. Теорія колісного рушія : навч. посібник. Київ : Кондор, 2018. 328 с.
3. Сахно В. П., Григорашенко О. В., Вакуліч А. В. Автомобілі. Всеколісне керування. К. : Національний транспортний університет, 2013. 200 с.
4. Оборський Г. О. Засоби та методи діагностування підвіски та ходової частини автомобіля в умовах станції технічного обслуговування : навч. посіб. Одеса : Наука і техніка, 2012. 265 с.
5. Кравець С. В., Лук'янчук О. П., Тимейчук О. Ю. Дослідження робочих процесів машин і методи оптимізації : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2011. 240 с.
6. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля : підручник. Суми : Університетська книга, 2010. 320 с.
7. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність : навч. посіб. К. : КВІЦ, 2004. 174 с.
8. Нарбут А. Н. Автомобили : Рабочие процессы и расчет механизмов и систем : учебник для студ. высш. учеб. заведений М. : Академия, 2007. 256 с.
9. Скутнев В. М. Основы конструирования и расчета автомобиля. Тольятти : ТГУ, 2012. 295 с.
10. Автомобили: Основы проектирования : Учеб. пособие для вузов / А. Г. Выгонный и др. ; под ред. М. С. Высоцкого. Мн. : Высшая школа, 1987. 152 с.
11. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия : Учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» /А. И. Гришкевич и др. ; под ред. А. И. Гришкевича. Мн.: Высшая школа, 1985. 240 с.
12. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть : Учеб. пособие для вузов / А. И. Гришкевич и др. ; под ред. А. И. Гришкевича. Мн.: Высшая школа, 1987. 200 с.

13. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: учеб. для вузов. М. : Машиностроение, 1990. 352 с.
14. Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М. : Машиностроение, 1984. 376 с.
15. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости : учебник для вузов / И. С. Цитович и др. ; под общ. ред. Н. Ф. Бочарова. М. : Машиностроение, 1983. 299 с.
16. Чичекин И. В. Конструирование и расчет шасси автомобиля. Проектирование сцепления. М. : МГИУ, 2010. 115 с.
17. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля : учеб. пособие для вузов. Л. : Машиностроение, 1973. 504 с.
18. Peter Lugner. Vehicle dynamics of modern passenger cars. Vienna : CISM International Centre for Mechanical Sciences, 2019. 382 p.
19. Xiubin Zhang, Muhammad Mansoor Khan. Principles of intelligent automobiles. Shanghai : Shanghai Jiao Tong University Press, 2019. 286 p.
20. David Crolla. Encyclopedia of automotive engineering. New York : John Wiley & Sons, 2015. 2697 p.
21. Ansel C. Ugural. Mechanical design of machine components. Boca Raton : CRC Press, 2015. 1008 p.
22. Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini. Vehicle dynamics modeling and simulation. Berlin : Springer-Verlag, 2014. 417 p.
23. Giampiero Mastinu. Road and off-road vehicle system dynamics handbook. Boca Raton : CRC Press, 2014. 1678 p.
24. Giancarlo Genta. Motor vehicle dynamics modeling and simulation. London : World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2006. 537 p.
25. Hocine Imine. Sliding mode based analysis and identification of vehicle dynamics. Berlin : Springer-Verlag, 2011. 138 p.
26. Joseph Katz. Automotive aerodynamics. New York : John Wiley & Sons, 2016. 611 p.
27. Masato Abe. Vehicle handling dynamics, theory and application. Waltham : Butterworth-Heinemann, 2015. 305 p.

28. Reza N. Jazar. Vehicle dynamics theory and applications. New York : Springer Science+Business Media, LLC, 2014. 1074 p.
29. Richard Stone, Jeffrey K. Ball. Automotive engineering fundamentals. Warrendale : SAE International, 2004. 637 p.
30. Robert L. Norton design of machinery. New York : McGraw-Hill College, 2011. 541 p.
31. Victoria A. Banks, Neville A. Stanton. Automobile automation distributed cognition on the road. Boca Raton : CRC Press, 2017. 189 p.
32. Jo Yung Wong. Theory of ground vehicles. New York : John Wiley & Sons, 2001. 558 p.
33. Brad Schofield. Model based vehicle dynamics control for active safety Lund : Media-Tryck, 2008. 186 p.
34. Hans B. Pacejka. Tire and vehicle dynamics. Burlington : Butterworth-Heinemann, 2012. 629 p.
35. Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz. Automotive transmissions : fundamentals, selection, design and application. Dordrecht : Springer Science + Business Media, 2011. 742 p.
36. Joseph Katz. Race car aerodynamics designing for speed (engineering and performance). Cambridge : Robert Bentley Inc., 1995. 279 p.
37. Karl Popp, Werner Schiehlen. Ground vehicle dynamics. Berlin : Springer-Verlag, 2010. 357 p.
38. Massimo Guiggiani. The science of vehicle dynamics handling, braking, and ride of road and race cars. Dordrecht : Springer Science + Business Media, 2014. 364 p.
39. Moustapha Doumiati, Ali Charara, Alessandro Victorino. Vehicle dynamics estimation using kalman filtering experimental validation. New York : John Wiley & Sons, 2013. 250 p.
40. Rajesh Rajamani. Vehicle dynamics and control. New York : Springer Science + Business Media, 2006. 485 p.
41. Rill Georg. Road vehicle dynamics fundamentals and modeling. Boca Raton : CRC Press, 2012. 363 p.
42. Thomas D. Gillespie. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale : SAE International, 1992. 486 p.
43. William F. Milliken, Douglas L. Milliken. Race car vehicle dynamics. Warrendale : SAE International, 1995. 466 p.

## Інформаційні ресурси

44. Електронно-пневматична гальмівна система транспортного засобу. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/1871> (дата звернення: 31.03.2021).
45. Теоретичні основи створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмівного керування, підвіски та зчеплення автотранспортних засобів. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/2415> (дата звернення: 31.03.2021).
46. Система контролю вихідних параметрів руху транспортного засобу. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/2183> (дата звернення: 31.03.2021).
47. Теоретичні основи створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмівного керування, підвіски та зчеплення автотранспортних засобів. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/2630> (дата звернення: 31.03.2021).
48. Керованість та стійкість руху автомобілів та тракторів. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/44154> (дата звернення: 31.03.2021).
49. Обзор современных трансмиссий многоосных транспортных средств. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/11507> (дата звернення: 31.03.2021).
50. Особливості розподілу потоків потужності у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/43826> (дата звернення: 31.03.2021).
51. Порівняльний аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/43799> (дата звернення: 31.03.2021).
52. Порівняльний аналіз математичних моделей процесу розгону універсальних самохідних машин. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/42189> (дата звернення: 31.03.2021).

53. Прочностной расчет методом конечных элементов звеньев бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/3789> (дата звернення: 31.03.2021).
54. Управление потоками мощности ДВС как средство улучшения технико-экономических показателей автомобиля. URL: [http:// repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/17610](http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/17610) (дата звернення: 31.03.2021).









*Навчальне видання*

**АРТЮХ Олександр Миколайович**  
**ДУДАРЕНКО Ольга Василівна**  
**КУЗЬМІН Віктор Володимрович**  
**СОСИК Андрій Юрійович**  
**ЩЕРБИНА Андрій Васильович**

## **РОБОЧІ ПРОЦЕСИ АВТОМОБІЛІВ**

*Навчальний посібник*

Технічні редактори: Білостоцька А. О., Желізний О. І.,  
Пругло А. М., Решетняк О. В.  
Комп'ютерний набір: Білостоцька А. О., Желізний О. І.,  
Пругло А. М., Решетняк О. В.  
Комп'ютерна верстка: Білостоцька А. О., Желізний О. І.,  
Пругло А. М., Решетняк О. В.

Підписано до друку 30.12.2021. Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 28,59.  
Тираж 100 прим. Зам. № 1026.

Національний університет «Запорізька політехніка»  
Україна, 69063, м. Запоріжжя, вул. Жуковського, 64  
Тел.: (061) 769–82–96, 220–12–14

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6952 від 22.10.2019.