

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

ТЕКСТИ (конспект лекцій) з дисципліни

«Робочі процеси автомобілів»

для студентів спеціальності 133

«Галузеве машинобудування»

(«Колісні та гусеничні транспортні засоби»),
усіх форм навчання

Частина 3 - змістовий модуль 2.

Елементи трансмісії

ТЕКСТИ (конспект лекцій) з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби») усіх форм навчання. Частина 3 - змістовий модуль 2. Елементи трансмісії / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 70 с.

Укладачі: О.М. Артюх, доцент, канд.техн.наук;
О.В. Дударенко, доцент, канд.техн.наук;
А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук;
А.В. Щербина, доцент, канд.техн.наук

Рецензенти: О.С. Слюсаров, доцент, канд.техн.наук;
С.М. Турпак, професор, д-р.техн.наук

Відповідальний за випуск: А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук

Затверджено
на засіданні кафедри «Автомобілі»
Протокол № 8
від « 30 » червня 2020.

Рекомендовано для видання
НМК Транспортного факультету
Протокол № 88
від « 31 » серпня 2020.

ЗМІСТ

Частина 3

Вступ	178
Тематичний план лекційних занять	179
Лекція № 5. Роздавальні і додаткові коробки передач.....	181
Лекція № 6. Безступінчасті й комбіновані передачі.....	203
Рекомендована література	241
Базова	241
Допоміжна.....	241
Інформаційні ресурси	243

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 приділено 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 загально-го 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 проєктувальних 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 захащувати даний курс надмірним математичним апаратом, а відносно конструктивних рішень, використовуваних у серійному виробництві автомобілів, обмежилися або типовими, або найбільш новими варіантами.

Даний конспект лекцій повинен допомогти студентам легко орієнтуватися в посібниках та довідниках з питань конструювання й розрахунків на міцність агрегатів автомобіля.

ТЕМАТИЧНИЙ ПЛАН ЛЕКЦІЙНИХ ЗАНЯТЬ

Загальний об'єм курсу становить 255 годин і складається з чотирьох змістових модулів. Даний конспект лекцій дисципліни «Робочі процеси автомобілів» складається з семи частин, і розроблений відповідно до:

Робоча програма з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» для студентів за напрямом підготовки 6.050503 - «Машинобудування», спеціальністю 133 - Галузеве машинобудування (Колісні та гусеничні транспортні засоби), усіх форм навчання. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 24 с.

Нижче наведено назву змістового модуля дисципліни «Робочі процеси автомобілів», найменування тем лекційних занять в модулі і вказано кількість годин аудиторних занять, для студентів денної форми навчання, окремо для кожної лекції.

Для кожної теми лекції вказано перелік питань які треба розглянути під час даної лекції. Слід враховувати те, що в даному конспекті лекцій приведено лише стислий огляд питань кожної лекції. Крім того навчальним планом дисципліни передбачено активну самостійну роботу студентів за вказаними темами курсу.

Вкінці кожної лекції наведено перелік питань для самоперевірки. Для самостійної роботи студенту слід користуватися рекомендованою літературою для вивчення дисципліни, перелік якої наведено в кінці даного конспекту лекцій, а також використовувати розроблені методичні вказівки:

Методичні вказівки з вивчення дисципліни «Робочі процеси автомобілів» та виконання контрольних завдань, для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби»), усіх форм навчання / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 62 с.

Змістовий модуль 2. Елементи трансмісії.

Тема 5. Роздавальні і додаткові коробки передач (4 год.)

Вимоги до конструкції, класифікація. Кінематичні схеми і конструкції. Міжосьові диференціали. Елементи управління роздавальними коробками. Додаткові коробки передач. Вибір розмірів і розрахунок основних деталей.

Тема 6. Безступінчасті й комбіновані передачі (4 год.)

Класифікація безступінчастих і комбінованих передач. Фрикційні передачі. Гідрооб'ємні (гідростатичні) передачі. Електричні передачі. Гідродинамічні передачі. Робочий процес гідротрансформатора. Сталі режими роботи. Несталі режими роботи. Гідромеханічні коробки передач.

Тема 7. Головна передача і привод до ведучих коліс (4 год.)

Вимоги до конструкції, класифікація. Конструкції головних передач і їх елементів. Робочий процес головних передач. Вибір конструктивних параметрів і розрахунок головних передач. Міжколісні диференціали. Привод до ведучих коліс.

Тема 8. Диференціал (4 год.)

Класифікація диференціалів і вимоги до них. Робочий процес диференціала: коефіцієнт блокування й ККД; диференціали інших схем; вплив диференціала на експлуатаційні властивості. автомобілів. Розрахунки на протездатність.

ЛЕКЦІЯ № 5. РОЗДАВАЛЬНІ І ДОДАТКОВІ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

План лекції. Вимоги до конструкції, класифікація. Кінематичні схеми і конструкції. Міжосьові диференціали. Елементи управління роздавальними коробками. Додаткові коробки передач. Вибір розмірів і розрахунок основних деталей.

Література: [8], с. 36-65; [9], с. 55-61; [11], с. 180-196.

Вимоги до конструкції, класифікація.

Для розподілу крутного моменту між ведучими мостами повнопривідних автомобілів устанавлюється механізм, називаний роздавальною коробкою.

На автомобілях з бортовим приводом роздавальні коробки можуть устанавлюватися для розподілу моменту між бортами або окремими групами ведучих коліс борту. Іноді роздавальна коробка встановлюється на неповнопривідних автомобілях бх4, 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 розділним приводом мостів візка.

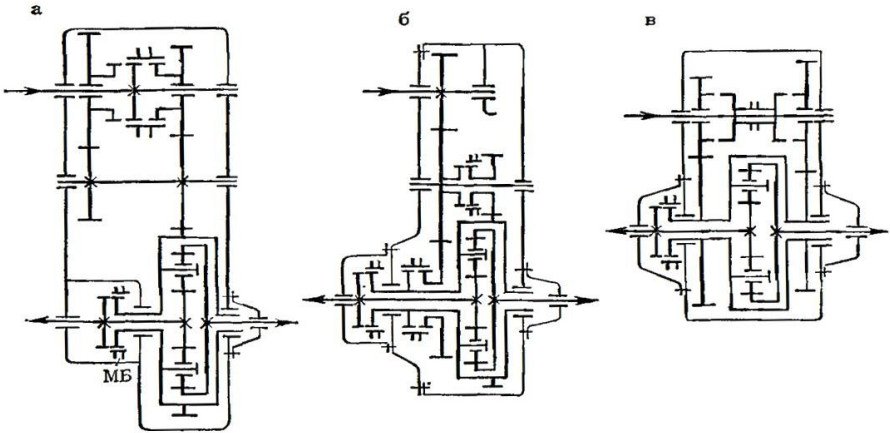
У роздавальних коробках із двома вихідними валами останні можуть мати співвісне або неспіввісне розташування. При неспіввісному розташуванні один з вихідних валів може встановлюватися співвісно вхідному валу. Це дозволяє здійснити пряму передачу потужності із вхідного вала на співвісний вихідний.

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.

Кінематичні схеми і конструкції.

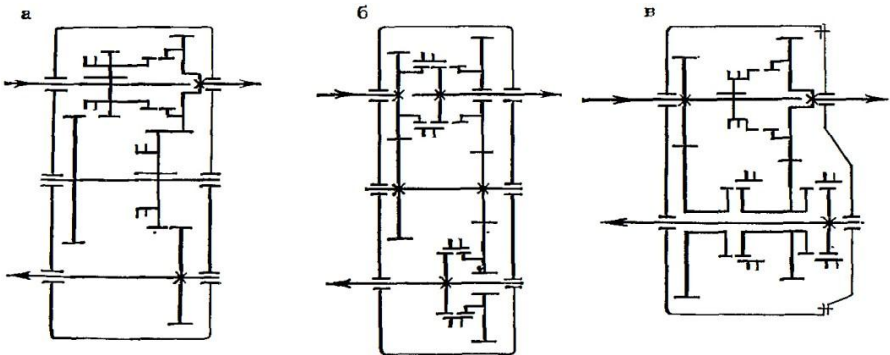
Можна виділити кілька типових груп найпоширеніших кінематичних схем роздавальних коробок. Три основні групи схем показано на рис. 5.1÷5.3. Першій групі (рис. 5.1) властиві наступні ознаки: два співвісні вихідні вали з диференціальним приводом; постійно включений передній міст; другій групі (рис. 5.2) - 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.



а - УРАЛ-375; б - КамАЗ-4310; в - Zahnradfabrik «VG-275, 380, 800»

Рисунок 5.1 - Схеми роздавальних коробок з диференціальним приводом

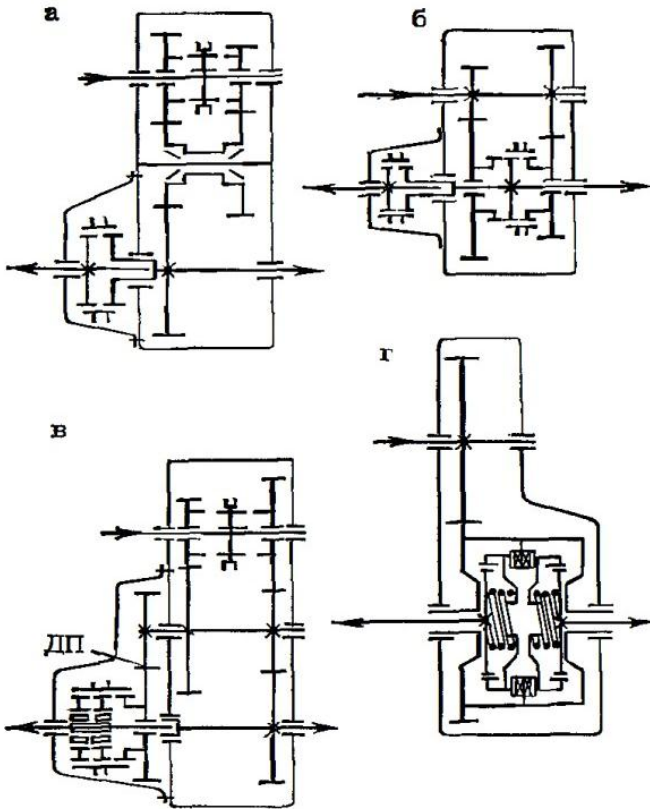


а - ГАЗ-66, УАЗ-452; б - Austin Gipsy; в - ЗИЛ-131

Рисунок 5.2 - Схеми роздавальних коробок із блокованим приводом і неспіввісними вихідними валами

Роздавальні коробки першої групи виконуються двоступінчастими й одноступінчастими, другої і третьої груп - зазвичай двоступінчастими. Для роздавальних коробок першої групи характерна відсутність у приводі ведучих мостів циркуляції потужності, що дозволяє мати постійно включений привод усіх ведучих мостів і, отже, забезпе-

чити більш рівномірне їхнє завантаження. Роздавальні коробки цієї групи найбільш повно задовольняють першій із зазначених вище вимог.



а - Tatra «138»; б - Henschel;
в - Timken; г - МА3-7310 (прохідний редуктор)

Рисунок 5.3 - Схеми роздавальних коробок із блокованим приводом і співвісними вихідними валами

Для поліпшення прохідності автомобіля в складних дорожніх умовах у роздавальних коробках першої групи встановлюється муфта примусового блокування міжосьового диференціала (МБ, рис. 5.1).

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 перемикавання ступенів, розташуванням елементів перемикавання. 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 компонувальні 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.

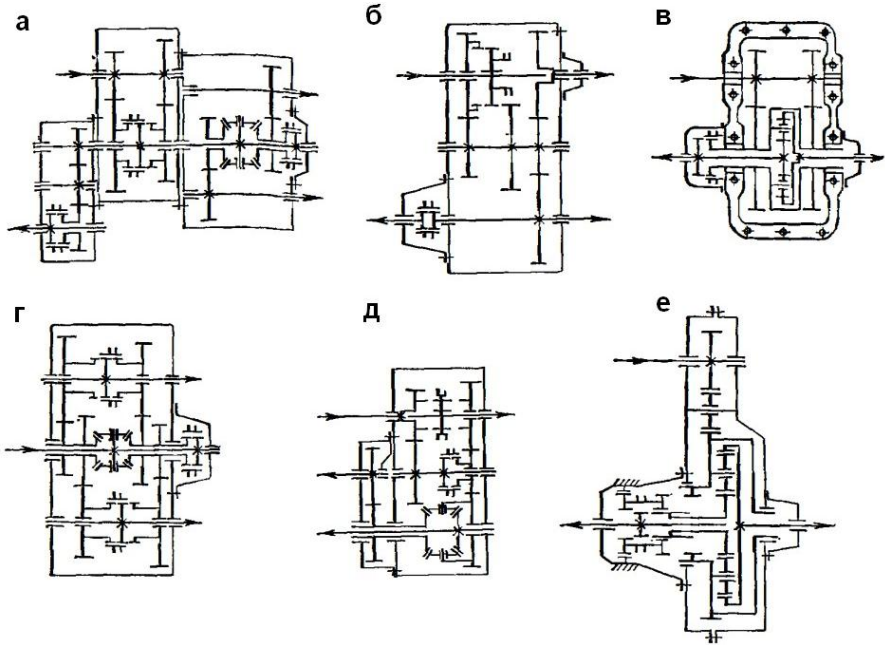
Для таких схем реактивний момент дорівнює різниці вихідного й вхідного моментів. При відсутності проміжного вала в схемі зі співвісними вихідними валами реактивний момент дорівнює сумі вихідного й вхідного моментів.

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 блокового привода заднього мосту й два вали диференціального привода бортових передач передніх коліс. Прийняте розташування муфт перемикань забезпечує на вищому ступені пряму передачу всієї потужності на задній міст.

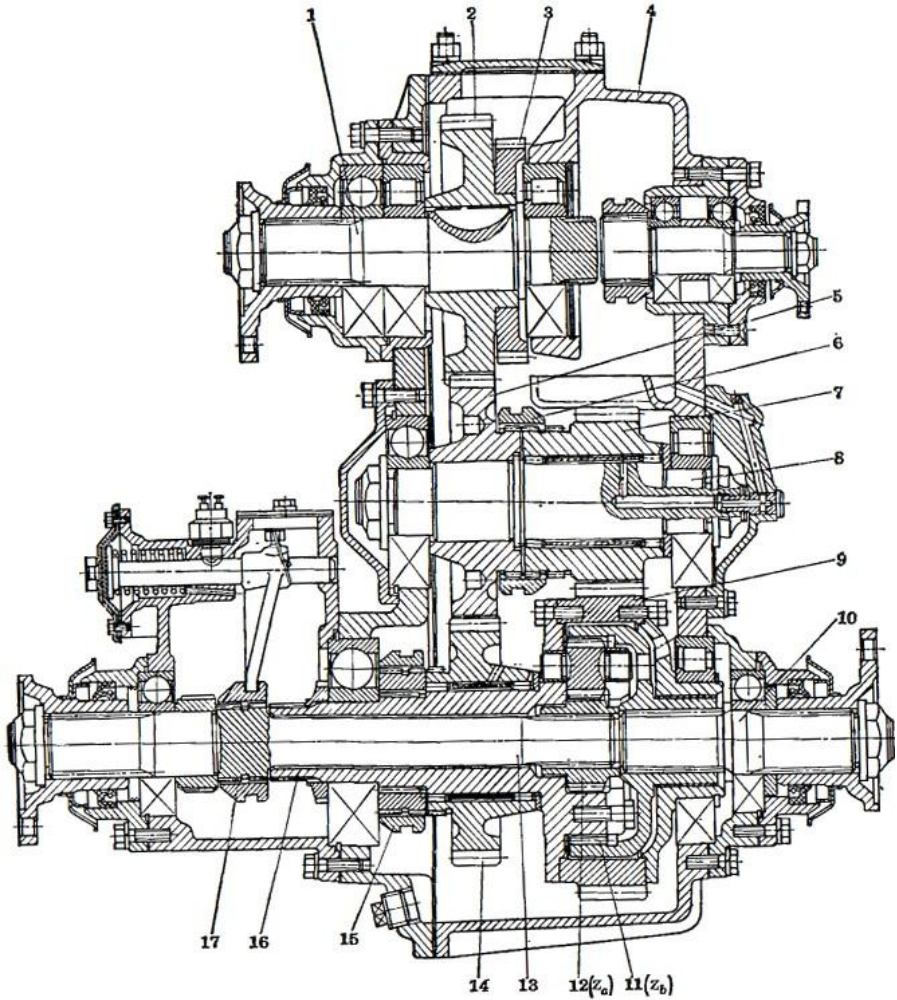


а - КрАЗ-255; б - ЗИЛ-157 К; в - Magirus-Deutz;
г - Т-70 (США); в - Berliet; е - Magirus Д15/Д22

Рисунок 5.4 - Схеми комбінованих роздавальних коробок

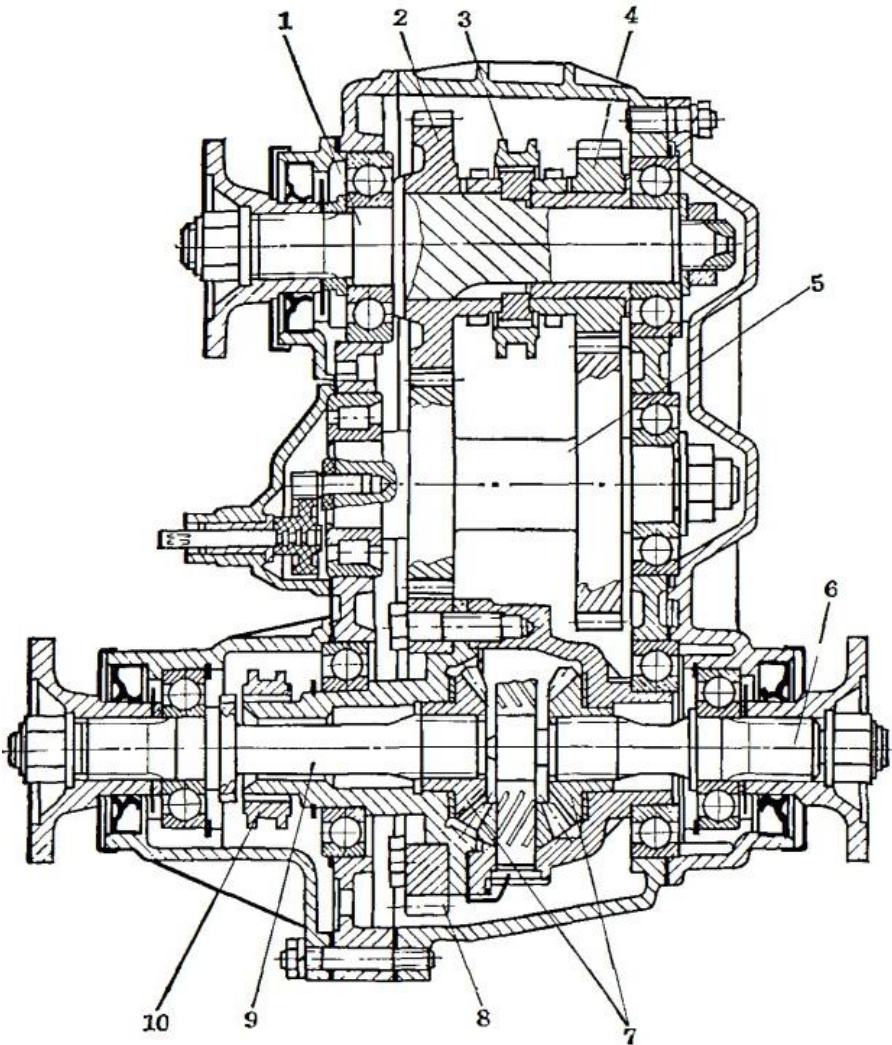
На рис. 5.4, е показана схема двоступінчастої роздавальної коробки із планетарним редуктором. Планетарний триланковий механізм використовується як редуктор на вищому ступені, при цьому вся потужність передається на задній міст. На нижчому щаблі включено обидва мости й зазначений планетарний механізм 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. 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).



- 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

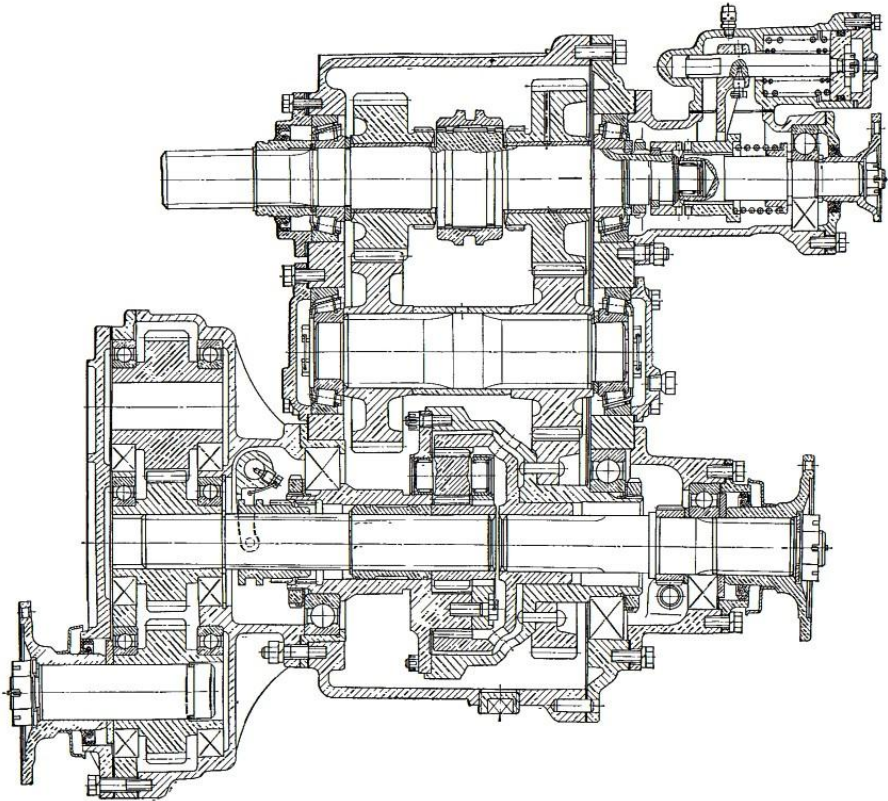


Рисунок 5.7 - Роздавальна коробка автомобіля МАЗ-509П

У першому випадку може бути забезпечене досить тривале змащування елементів роздавальної коробки й механізму відбору потужності розбризкуванням масла. У другому - можливе лише короточасне 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.

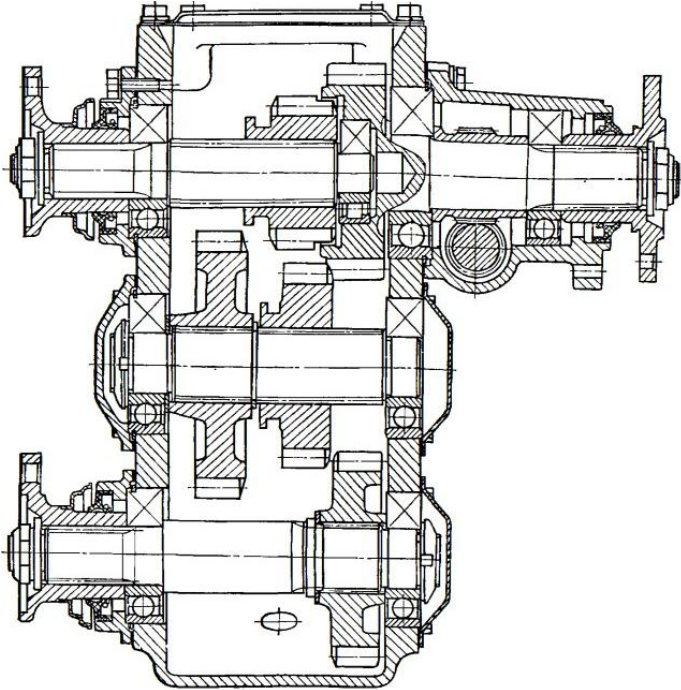


Рисунок 5.8 - Роздавальна коробка автомобіля ГАЗ-66

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 лісового. 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.

Міжосьові диференціали.

Залежно від необхідного відношення крутних моментів на вихі-

дних 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 ϕ 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 неблокованого 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 ви-

конуються 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 питоме навантаження на поверхнях, оброблених під підшипники сателітів. Зазначені показники зіставляються зі статичними 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.

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 привода* враховуються:

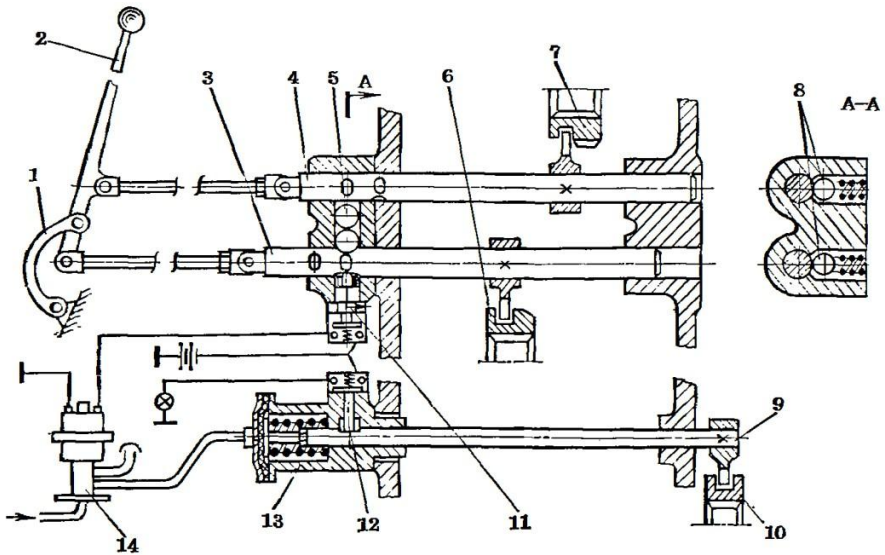
- відстань від робочого місця водія до роздавальної коробки;
- тип кабіни;
- вимоги комфортабельності;
- наявність на автомобілі постійно діючого джерела стисненого повітря.

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 вилки перемикачання шаблів є механічним, а штока вилки включення переднього мосту - електропневматичним.



- 1 - сержка важеля; 2 - важіль перемикачання 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 мосту; 10 - муфта включення приводу переднього мосту; 11, 12 - мікрореле відповідно приводу переднього мосту і сигнальної лампи; 13 - пневматична діафрагмова камера включення приводу переднього мосту; 14 - електроповітряний клапан управління приводом переднього мосту

Рисунок 5.9 - Управління роздавальною коробкою ЗИЛ-131 з електропневматичним включенням переднього мосту

При включенні нижчого щабля шток 3, впливаючи на мікрореле, замикає ланцюг живлення обмотки електроповітряного клапана 14, який відкриває доступ стисненого повітря в пневматичну діафрагменну камеру 13.

Під дією стисненого повітря шток вилки включення привода переднього мосту переміщається. Включення останнього відбувається стисненим повітрям, а вимикання - 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 електрореле, 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 МАЗ-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.

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 металоемності 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.

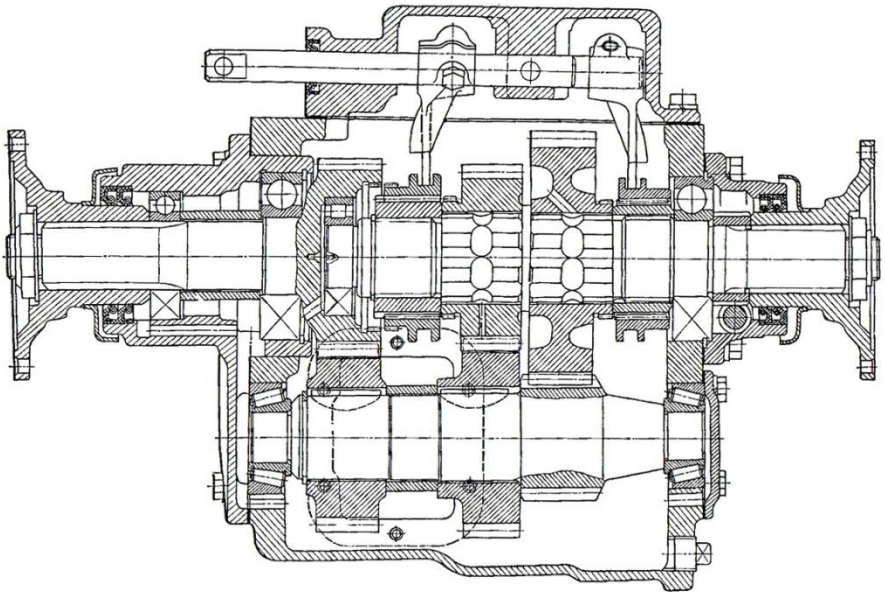


Рисунок 5.10 - Триступінчаста додаткова коробка передач

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 бх6 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).

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, установленої 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÷0,38 для інших. Сумарне число зубів у парі Z_{Σ} й кут нахилу лінії зуба β перебувають приблизно в тих же межах, які характерні для механічних коробок передач.

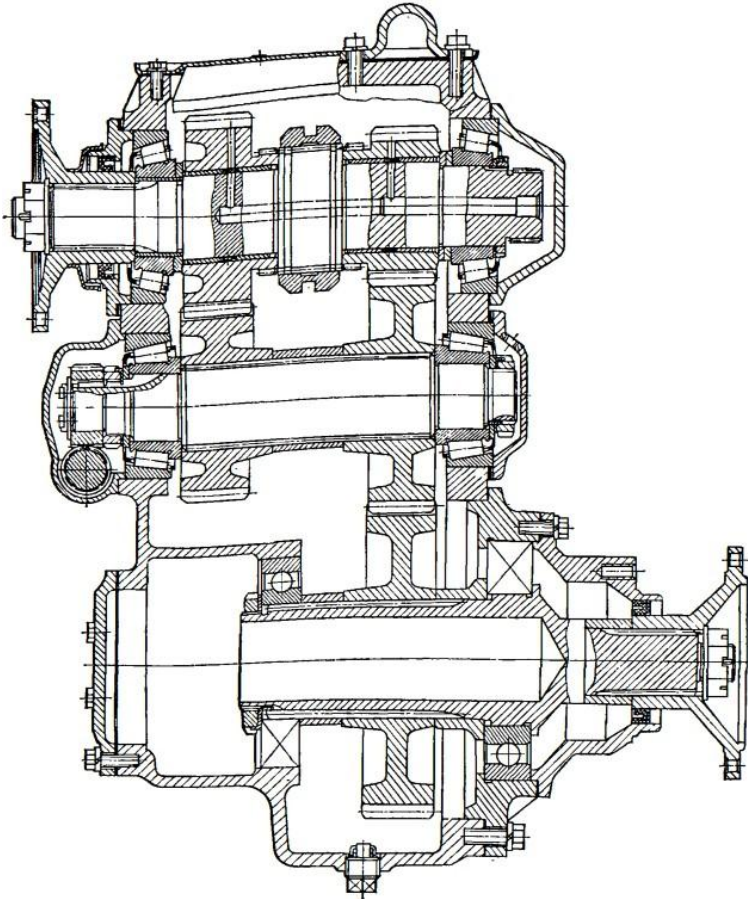


Рисунок 5.11 - Двоступінчаста додаткова коробка передач автомобіля Урал-377

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÷25 %) міжосьова відстань між проміжним й вихідними валами.

У роздавальних коробках без проміжного вала міжосьова відстань вибирається на 25÷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 ϕ (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, установлюються 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 включене

ний 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 зчіпної ваги при однакових коефіцієнтах зчеплення шини з дорогою ϕ для всіх ведучих коліс?
17. Для чого застосовують самоблоковані диференціали?
18. Як здійснюється керування роздавальною коробкою?
19. Що треба враховувати при виборі типу приводу 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?

ЛЕКЦІЯ № 6. БЕЗСТУПІНЧАСТІ Й КОМБІНОВАНІ ПЕРЕДАЧІ

План лекції. Класифікація безступінчастих і комбінованих передач. Фрикційні передачі. Гідрооб'ємні (гідростатичні) передачі. Електричні передачі. Гідродинамічні передачі. Робочий процес гідротрансформатора. Сталі режими роботи. Несталі режими роботи. Гідромеханічні коробки передач.

Література: [8], с. 66-98; [11], с. 129-179.

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_{TN} при максимальній потужності двигуна $N_{e\max}$:

$$P_{TN} = 1000 N_{e\max} \eta_{TP} / v_a, \quad (6.1)$$

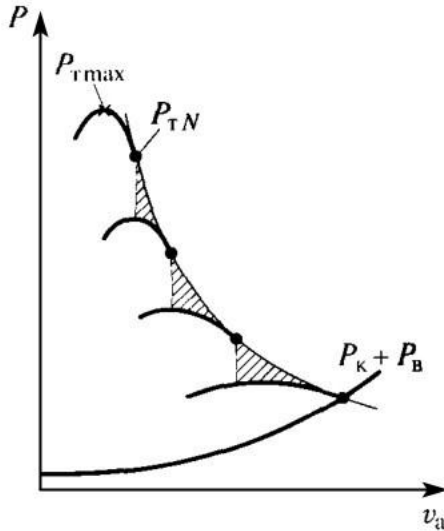
де η_{TP} - ККД трансмісії.

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 ($P_{TN}v_a = \text{const}$). Це і буде залежність для безступінчастої передачі:

$$P_{T\max} = f(v_a) \quad (6.2)$$

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.



P_T - сила тяги; P_K - сила опору коченню;
 P_B - сила опору повітря

Рисунок 6.1 - Графік силового балансу

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.

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.

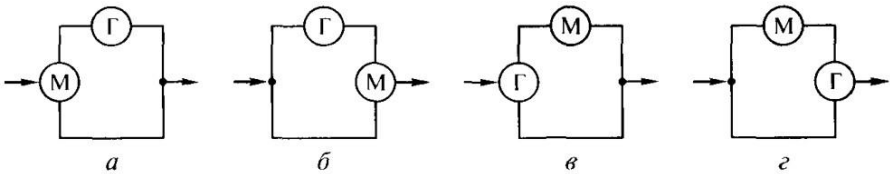
При цьому при використанні безступінчастої передачі зменшується час розгону, полегшується керування, підвищується прохідність, тому що зміна передаточного числа відбувається автоматично без розриву силового потоку. Існуючі конструкції безступінчастих і комбіно-

ваних 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 (ω), 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 (однопотоковим) і з паралельним з'єднанням (двох-, трьохпотоковим). Останні ділять на передачі із внутрішнім (у безступінчастій передачі - Γ) - рис. 6.2, в, г і з зовнішнім (у ступінчастій передачі - M) - 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.

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 μ - коефіцієнт тертя ковзання;

k_c - відношення дотичної сили на поверхні контакту до нормального (перпендикулярному до дотичної сили) зусилля притиснення поверхонь контакту.

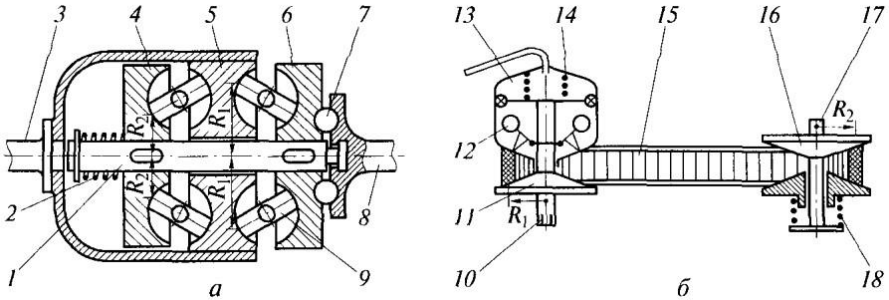
Якщо величина k_c буде більше коефіцієнта тертя, різко збільшиться проковзування поверхонь контакту, що призводить до їхнього швидкого зношування й виходу з ладу передачі.

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.

Торовий варіатор.

Передачі цього типу застосовувалися на англійських автомобілях малого класу, а фірмою «Ніссан» торовий варіатор був розроблений для легкових автомобілів із двигунами потужністю до 176 кВт.

Торовий варіатор звичайно складається із ведучого вала 8 (рис. 6.3, *a*), 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.



a - 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 безступінчатих 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:

$$u_{\text{вар}} = \omega_1 / \omega_2 = s R_2 / R_1, \quad (6.4)$$

де s - відносне ковзання на поверхнях контакту;

R_1, R_2 - радіус відповідно ведучого й веденого шківа.

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.

Клиноремінний варіатор.

Передачі такого типу застосовуються в основному на снігоходах, мотоциклах, легкових автомобілях, причому частка автомобілів із клиноремінним варіатором у світовому випуску становила за деякими 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 встановлений на веденому валу 17. Крутний момент між шківками передається ременем 15. Передаточне число визначається по рівнянню (6.4) і змінюється одночасним розведенням-зведенням шківів.

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.

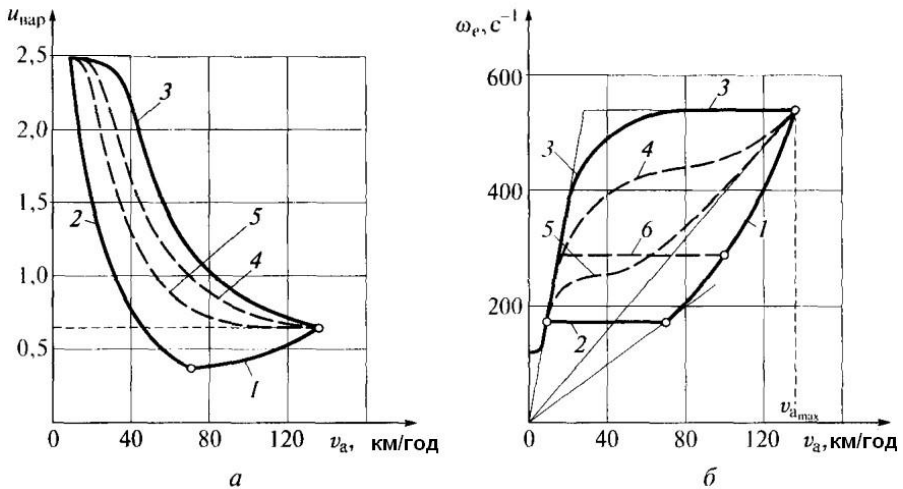
Введення відцентрового регулятора, що створює значне зусилля, що зрушує ведучий шків і тим самим зменшене передаточне число, зі збільшенням швидкості обертання ведучого шківка, перетворює не саморегульований клиноремінний варіатор у саморегульовану передачу (наприклад, ГДТ).

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 ремня щодо обертових дисків ведучого шківа призводить до значних зношувань і скороченню терміну служби ремня.

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). Зокрема, без зовнішньої САУ неможливий швидкий вихід на режим максимальної потужності при максимальному передаточному числі, що призводить до більш повільного розгону.



$$a - u_{\text{вар}} = f(v_a); \quad б - \omega_e = f(v_a);$$

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

У снігоходах і мотоциклах цей недолік частково усувається ви-

користанням 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 шківа 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.

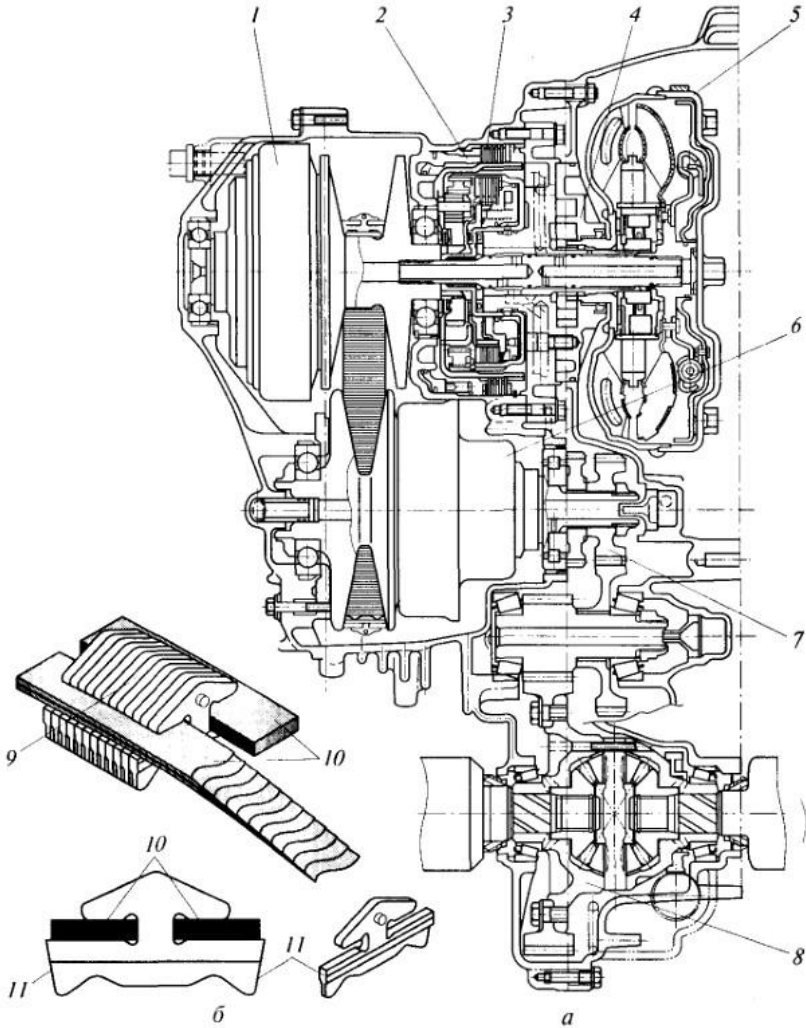
Так, при повній подачі палива розгін спочатку відбувається при найбільшому передаточному числі клиноремінного варіатора, але при наближенні до максимальної частоти обертання двигуна САУ забезпечує плавне зменшення передаточного числа.

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 обертів 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.

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 шківками, що розсовуються, продовжують удосконалювати, зокрема, у напрямку збільшення діапазону передаточних чисел.



1 - гідроциліндр переміщення ведучого шківa; 2 - фрикціон переднього ходу; 3 - фрикціон заднього ходу; 4 - гідротрансформатор; 5 - насос САУ; 6 - гідроциліндр переміщення веденого шківa; 7 - двоступінчаста головна передача; 8 - диференціал; 9 - металеві ланки; 10 - сталеві багатопарові стрічки; 11 - поверхня контакту з конусною поверхнею шківa

Рисунок 6.5 - Трансмісія із клиноремінним варіатором фірми «Ніссан» (а) і металевий ремінь VDT (б)

Так, наприклад, фірма «Лук» налагодила випуск варіатора «Мультитронік» із гнучким елементом у вигляді багаторядного ланцюга замість ременя. Цей варіатор має ККД $88 \div 93$ %, діапазон передаточних чисел - $6,0 \div 6,2$.

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 $85 \dots 90\%$, діапазон передаточних чисел - $5,0 \dots 5,8$.

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 м³/с:

$$N = HQ\rho g / 1000, \quad (6.5)$$

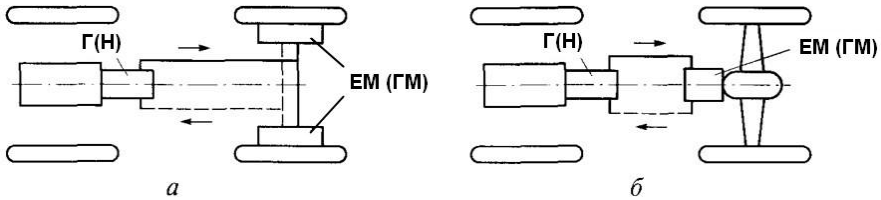
де ρ - щільність рідини;
 $g = 9,8$ м·с⁻².

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 компусивальні 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 моторколiс; 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

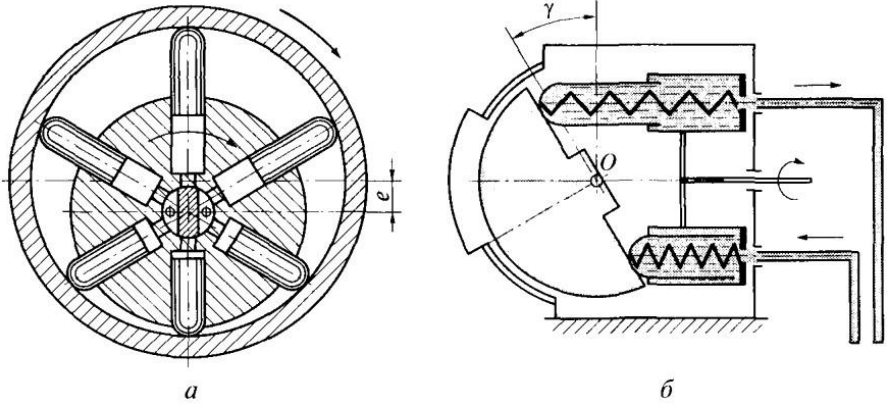
У кожному разі гідросистема є замкнутою, причому в неї включений насос підживлення для підтримки надлишкового тиску в лінії повернення. Через втрати енергії в трубопроводах зазвичай вважають за доцільне застосування гідрооб'ємної трансмісії при максимальній відстані між насосом і гідромотором 15...20 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 γ .



а - радіально-поршневий; б - аксіально-поршневий;
 e - ексцентриситет; γ - 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 η_o й механічний η_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_H і гідромотора Q_M , а також моменти M_H і M_M визначають по залежностях:

$$Q_H = V_H \omega_H \eta_{oH} / (2\pi), \quad (6.6)$$

$$Q_M = V_M \omega_M / (2\pi \eta_{oM}), \quad (6.7)$$

$$M_H = V_H p_{огп} / \eta_{mH}, \quad (6.8)$$

$$M_M = V_M p_{огп} \eta_{mM}, \quad (6.9)$$

де V - робочий об'єм гідромашини, тобто обсяг рідини, що теоретично відповідає одному оберту вала гідромашини;

$p_{огп}$ - тиск створюваний в системі.

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:

$$N = UI/1\ 000, \quad (6.10)$$

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.

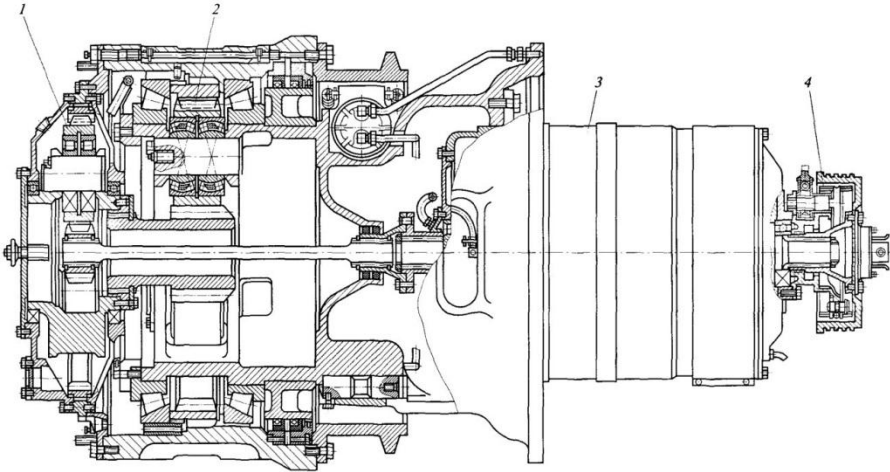
Електропередачі (як і гідрооб'ємні передачі) у порівнянні із фрикційними й гідродинамічними мають набагато більш широкі компонувальні можливості. Вони можуть бути частиною комбінованої електромеханічної коробки передач при послідовному або паралельному з'єднанні з механічним редуктором.

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.

Коефіцієнт пристосованості 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.

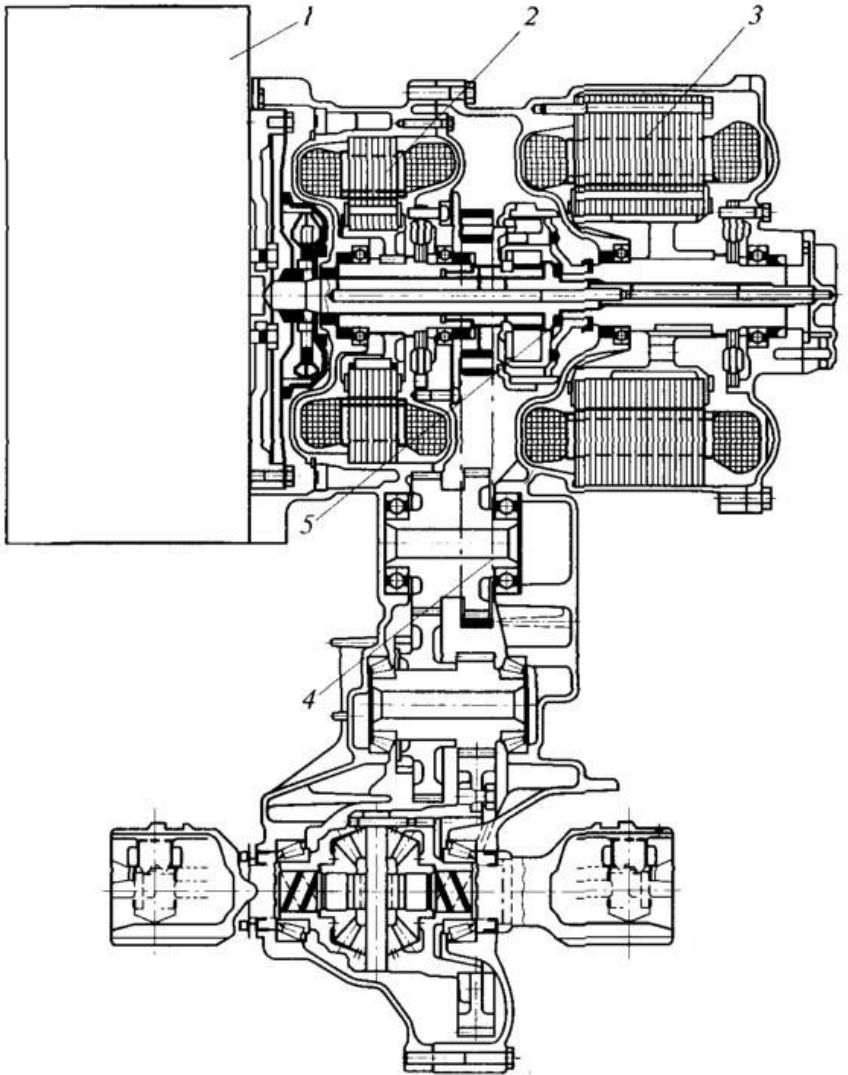


1 - перший ступінь колісного редуктора; 2 - другий ступінь колісного редуктора; 3 - електромотор; 4 - гальмовий механізм

Рисунок 6.8 - Мотор-колесо кар'єрного автомобіля-самоскида великої вантажопідйомності

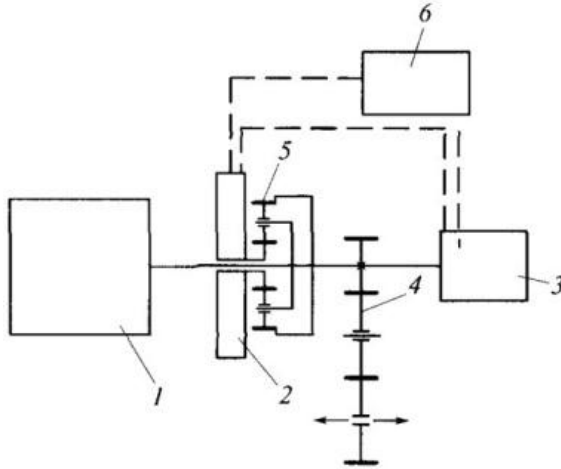
Недоліки електромобілів в основному полягають у малому запасі ходу (звичайно близько 150 км), після чого потрібна тривала підзарядка батарей, і в труднощах із забезпеченням високих швидкісних властивостей.

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).



- 1 - двигун; 2 - генератор; 3 - електромотор;
 4 - головна передача з міжколісним диференціалом;
 5 - диференціал-розподільник; 6 - акумуляторна батарея

Рисунок 6.9 - Силовий 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»

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 рушанні 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 рушання автомобіля.

Однак у випадках, коли для рушання 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.

На режимі розгону автомобіля швидкість обертання всіх трьох валів диференціала-розподільника зростає. Двигун працює в зоні малих питомих витрат палива. Електромотор одержує енергію від гене-

ратора, 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.

Гідродинамічні передачі.

З гідродинамічних передач на автомобілях, гідромумфи 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 деякими даними близько 45 %.

Робочий процес гідротрансформатора.

Основні особливості робочого процесу ГДТ.

1. Силіві й кінематичні зв'язки між лопатевими колесами здійснюються тільки через робочу рідину, яка являє собою єдину цілу кільцеву ланку, що перебуває в силівій 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 робочо-

му 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 (ω) параметрів, що й визначає здатність ГДТ навантажувати двигун крутним моментом, однозначно обумовленим режимом роботи (i) ГДТ і кутовою швидкістю ω_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:

$$K = M_2/M_1, \quad (6.14)$$

η - ККД:

$$\eta = N_2/N_1 = K_i, \quad (6.15)$$

λ_1 - коефіцієнт моменту ведучого вала:

$$\lambda_1 = M_1/(\rho\omega_1^2 D^5), \quad (6.16)$$

ρ - 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) η_{\max} і η_{\min} - максимальні ККД на режимах трансформації моменту й гідромуфти;
- 3) $D_i = i_{\max}/i_{\min}$ - кінематичний робочий діапазон, або:

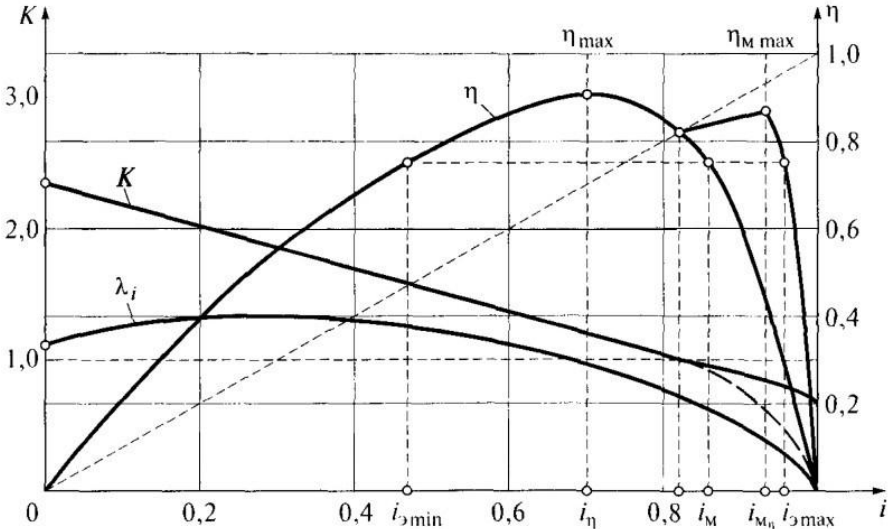
$$D_K = K_{p\max}/K_{p\min}, \quad (6.17)$$

силовий робочий діапазон, які для автомобілів визначають по режимах з $\eta_p = 0,8$, що виділяють зону високих ККД, використовуюва-

них для тривалого руху;

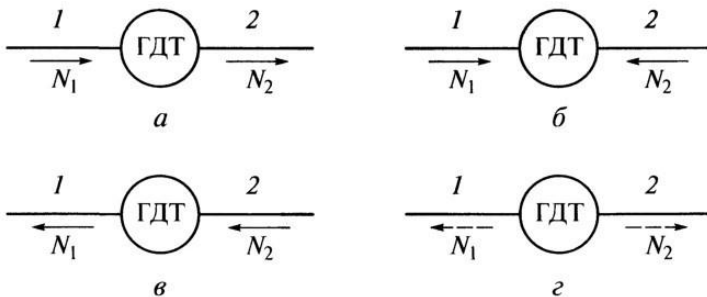
4) П - коефіцієнт прозорості:

$$\Pi = \lambda_{10}/\lambda_{1M} = M_{10}\omega_{1M}^2 / (M_{1M}\omega_{10}^2), \quad (6.18)$$



i - передатне відношення; K - коефіцієнт трансформації;
 η - ККД; λ_i - коефіцієнт моменту ведучого вала

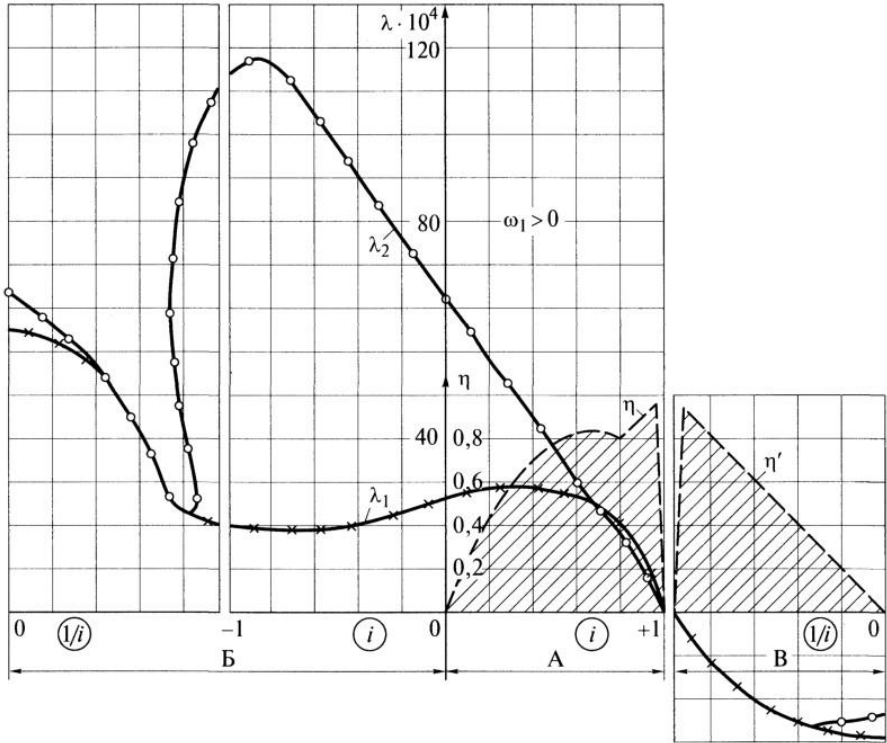
Рисунок 6.11 - Характеристика гідротрансформатора на тягових режимах



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

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.



А - тягові режими; Б - гальмові (проти обертання) режими;
 В - оборотні режими; i - передатне відношення; λ_1 - коефіцієнт моменту ведучого вала; λ_2 - коефіцієнт моменту веденого вала; η , η' - ККД

Рисунок 6.13 - Характеристика гідротрансформатора з доцентровою турбіною на всіх режимах при $\omega_1 > 0$

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).

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 ω_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 β_n і радіусам R_n розташування вхідних і вихідних крайок лопатей) можна виконати по струминній теорії, тобто розглядаючи осередні параметри потоку рідини: витрата Q , м³/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 ω_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 лопатовому 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:

$$H_{\text{тр},n} = \zeta_n w_{\text{срн}}^2 / g = \zeta_n v_m^2 / (g \sin^2 \beta_{\text{срн}}), \quad (6.28)$$

де $\zeta_n = \lambda_{\text{тр}n} L_m / 8 R_{\text{срн}} = 0,16$ - коефіцієнт опору тертя.

Втрати на удар:

$$H_{\text{удн}} = \varphi_n w_{\text{удн}}^2 / (2g) = \varphi_n (R_{2(n-1)} v_{u2(n-1)} / R_{1n} - v_{u1n})^2 / (2g), \quad (6.29)$$

де $\varphi_n = 1$ - коефіцієнт втрат на удар;

w - відносна (уздовж лопаті) швидкість потоку.

Можна прийняти:

$$2 / \sin^2 \beta_{\text{срн}} = 2 + \text{ctg}^2 \beta_{1n} + \text{ctg}^2 \beta_{2n}, \quad (6.30)$$

$$R_{2(n-1)} = R_{1n}, \quad (6.31)$$

коефіцієнти відхилення потоку $\mu_p = \mu_t = 1$, $\mu_n = 0,9$.

Крім того:

$$v_{un} = \omega_n R_n - v_{mn} \text{ctg} \beta_n. \quad (6.32)$$

Підставивши рівняння (6.27), (6.28), (6.29) у рівняння балансу

напорів, одержимо:

$$H_{\Pi} + H_{\Gamma} + H_{\text{у.л.н}} + H_{\text{у.л.г}} + H_{\text{у.л.р}} + \sum H_{\Gamma p} = 0, \quad (6.33)$$

що відповідає умові збереження енергії, і виключивши $v_{\text{в}}$, одержимо рівняння другого ступеня відносно $v_{\text{м}}$ або Q .

Розрахунки зручніше вести в безрозмірній формі, відносячи кожний з параметрів до параметрів на виході з насоса:

$$q = Q/(F_{m2n}\omega_{\Pi}R_{2n}) = v_{m2n}/u_{2n}, \quad (6.34)$$

$$h_n = H_n g / (\omega_{\Pi}^2 R_{2n}^2), \quad (6.35)$$

$$r = R_{2n} / R_{2n}, \quad (6.36)$$

$$b_{2n} = B_{2n} / R_{2n}, \quad (6.37)$$

Рівняння витрат:

$$q = (1/e_1) \{- (e_2 + i e_3) + \sqrt{(e_2 + i e_3)^2 - e_1 (e_4 + i^2 e_5)}\}, \quad (6.38)$$

$$e_1 = \xi \sum_1^6 (1 + \text{ctg}^2 \beta_n) + \sum_1^3 (\text{ctg} \beta_{1(n+1)} - \mu_n \text{ctg} \beta_{2n})^2, \quad (6.39)$$

$$e_2 = \mu_{11} \text{ctg} \beta_{1r} - r_{2p} \text{ctg} \beta_{111} - (\mu_{11} - 1) \mu_{11} \text{ctg} \beta_{211}, \quad (6.40)$$

$$e_3 = r_{21} \text{ctg} \beta_{1p} - \text{ctg} \beta_{11}, \quad (6.41)$$

$$e_4 = r_{11}^2 - (2 - \mu_{11}) \mu_{11}, \quad e_5 = 1 - r_{2r}^2. \quad (6.42)$$

Рівняння напорів:

$$h_{11} = \mu_{11} - a_1 q, \quad (6.43)$$

$$h_{\Gamma} = i (r_{2r}^2 i - \mu_{11} - a_2 q), \quad (6.44)$$

$$a_1 = \mu_{11} \text{ctg} \beta_{2n} - r_{2p} \text{ctg} \beta_{1p}, \quad (6.45)$$

$$a_2 = r_{21} \text{ctg} \beta_{1r} - \mu_{11} \text{ctg} \beta_{211}, \quad (6.46)$$

Вихідні характеристики:

$$\lambda_{11} = 2\pi b_{211} (R_{211}/D)^5 q h_{11} = A q h_{11}, \quad (6.47)$$

$$\lambda_{\Gamma} = 2\pi b_{211} (R_{211}/D)^5 q (h_{\Gamma}/i) = A q (h_{\Gamma}/i), \quad (6.48)$$

$$K_{\Gamma} = -\lambda_{\Gamma}/\lambda_{11}, \quad \eta_{\Gamma} = K_{\Gamma} i, \quad (6.49)$$

Розрахунки ведуться в наступному порядку. По заданих геомет-

ричних 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_n й турбінному колесах h_t ; потім вихідні характеристики: коефіцієнт моменту на насосному колесі $\lambda_n = f(i)$, коефіцієнт трансформації $K_t = f(i)$ і ККД $\eta_t = f(i)$. При побудові графіків також проводять лінію $\eta_t = i$, відповідну до режимів гідромуфти, залишивши криву $\lambda_n = f(i)$ без зміни.

Несталі режими роботи.

Розгін автомобіля. Зневажаючи пружністю ланок і буксуванням у механізмах включення передач, представимо автомобіль із ГДТ у вигляді двомасової еквівалентної динамічної системи, для якої слухні рівняння:

$$J_1 \dot{\omega}_1 = M_e - M_n, \quad (6.50)$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = M_n K - M_c, \quad (6.51)$$

Ці рівняння не вирішуються аналітично, тому що M_n пропорційний ω_1 і λ_1 , а λ_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:

$$M_c = \text{const}, \quad (6.52)$$

$$\lambda_1 = \text{const}, \quad (6.53)$$

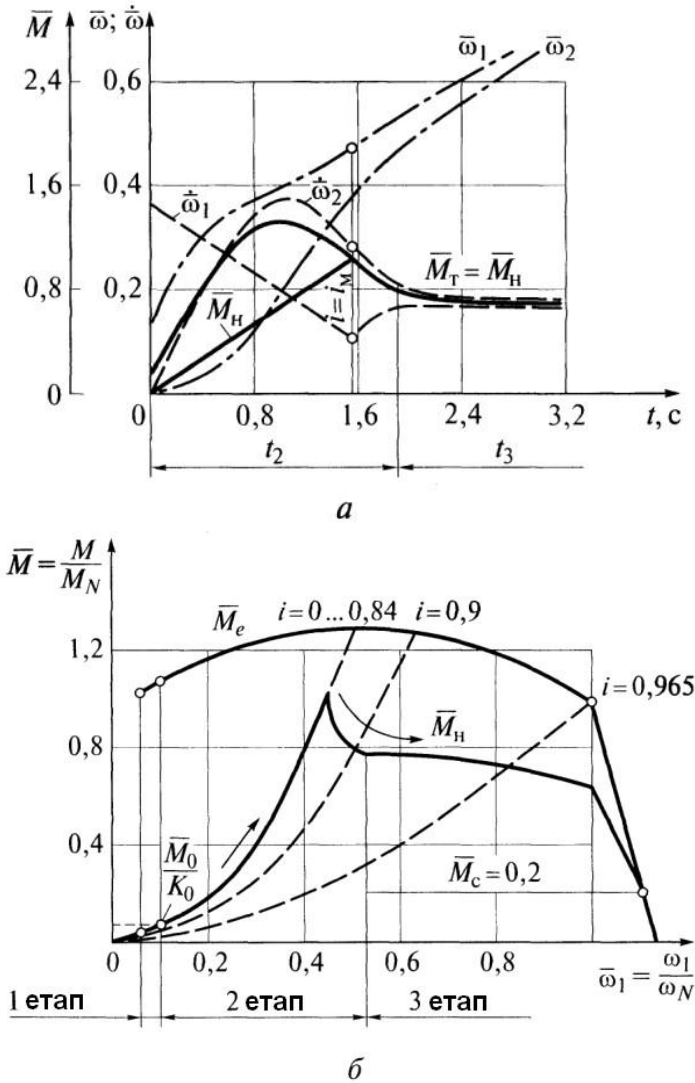
на режимах трансформації моменту, K (і λ_1 на режимах гідромуфти) - поліномом першого ступеня виду $a + bx$, M_e - поліномом другого ступеня виду $a + bx + cx^2$.

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 буксує).

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.



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 рушанні з місця

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:

$$(M_e - M_{н3}) / (M_{н3} - M_c) = J_1 / J_2, \quad (6.54)$$

$$M_{н3} = M_c [1 + (J_1 / J_2) (M_c / M_e)] / [1 + (J_1 / J_2)], \quad (6.55)$$

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 $M_{н} = f(\omega_1)$, як на рис. 6.14, б. Для режимів гідромуфти приймаємо λ_1 у вигляді полінома першого ступеня.

По-друге для режимів гідромуфти використовуємо залежність $M_{н} = f(\omega_1)$ згідно з рівнянням (6.55). На параболі $M_{н} = f(\omega_1)$ між значеннями $M_{н1}$ і $M_{н3}$, відповідними до кінця першого етапу й початку третього, вибираємо $M_{н}$, для якого, задавши значення i при середніх значеннях $K_{ср}$ і $M_{н,ср}$, знаходимо Δt 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 %.

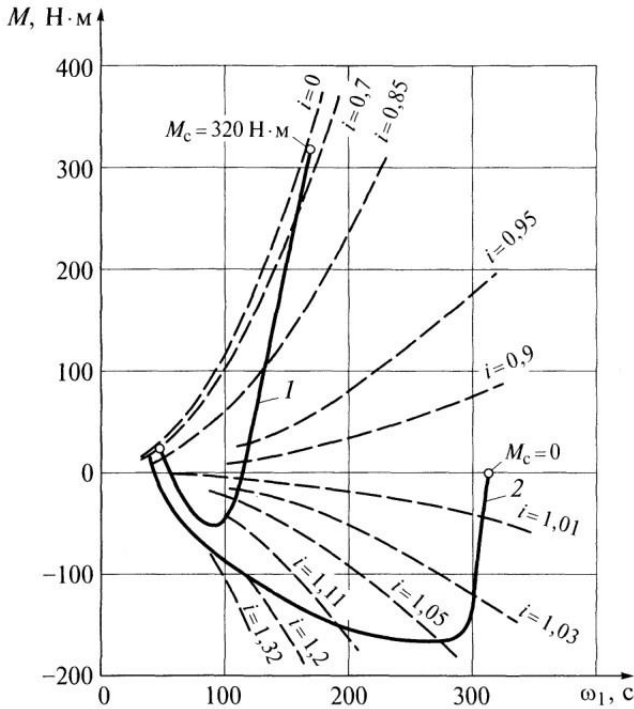
Гальмування двигуном. Для аналізу можна використовувати рівняння (6.50), (6.51). Увесь процес гальмування двигуном через ГДТ при різкому звільненні педалі подачі палива (рис. 6.15) можна розділити на три етапи.

1. Вихід на режим гальмування. Значення ω'_1 великі, а $\omega'_2 = 0$, тобто $\omega_2 = \omega_{2нач} = \text{const}$ і можна прийняти лінійну зміну $M_{н}$ від t :

$$M_{н} = a - bt, \quad (6.57)$$

2. Неупорядковане гальмування. Значення ω'_1 і ω'_2 суттєво різні, але час етапу невеликий.

3. **Упорядковане гальмування.** На цьому етапі $\omega'_1 = \omega'_2$, і слухні рівняння (6.54), (6.55).



- 1 - момент на насосному колесі M_n при $M_c = 320$ Н·м;
 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

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_c/dt) майже в 3 рази менший при переході на гальмування двигуном через ГДТ, ніж без ГДТ, а амплітуда коливальності моменту в 5 раз менша.

Гідромеханічні коробки передач.

Найбільше застосування на автомобілях одержали *ГМП із пос-*

лідовним 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 $K_0=1,6\div 2,5$, заблоковані 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 у середині радіатора двигуна.

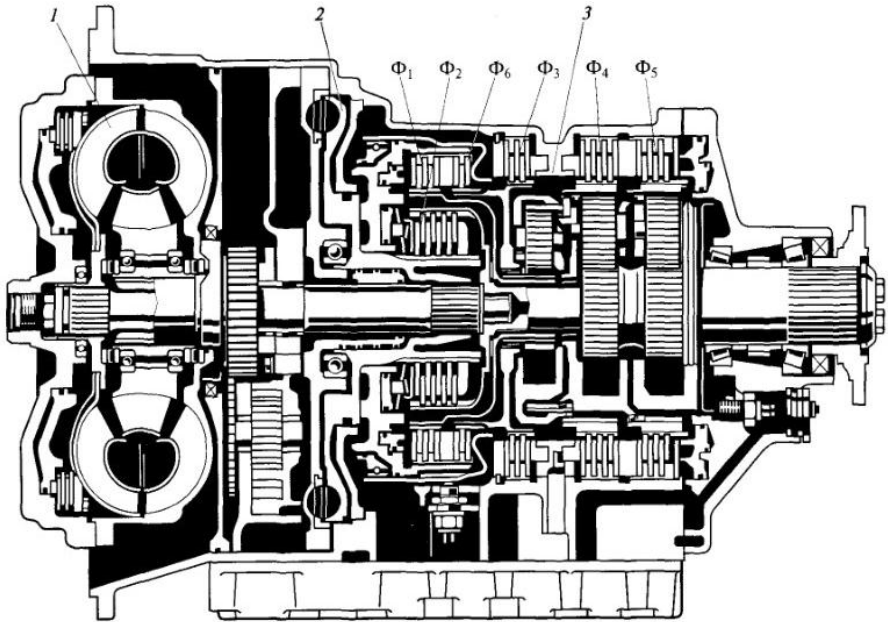
На вантажні автомобілі й автобуси встановлюють в основному ГМП двох найбільших фірм: «Цанрадфаabrik» («ZF») - Zahnradfabrik (ZF), Німеччина, і «Алісон» - Allison, США. Цими фірмами пропонуються 4, 5, 6, 7-ступінчасті ГМП при високому ступені уніфікації.

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	3X
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 $\Phi_2\Phi_4$

Фірма «ZF» випускає також ГМП типу ГЗК (гідротрансформатор - зчеплення - коробка передач) «Трансматік» (рис. 6.18). Зчеплення з діафрагменною пружиною служить тільки для перемикання передач, при рушанні з місця й при зупинці воно залишається включеним. Рушання з місця можливо тільки коли зчеплення не буксує.



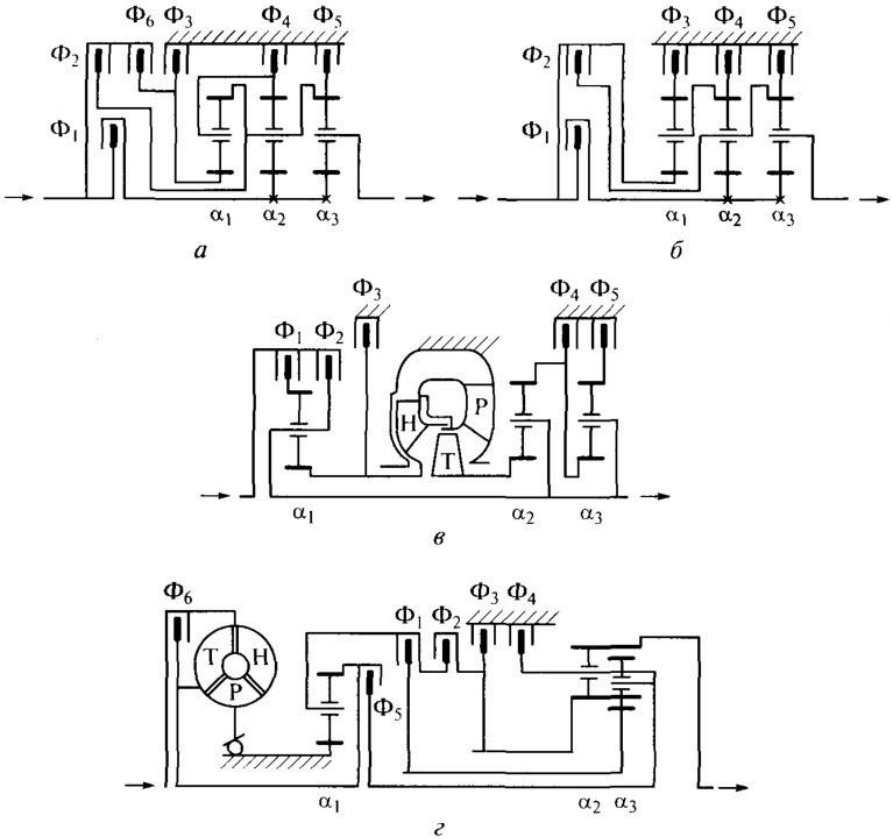
1 - гідротрансформатор; 2 - гальмо-сповільнювач;
3 - механічна планетарна коробка передач; Φ_1 - Φ_6 - фрикціони

Рисунок 6.16 - Гідромеханічна передача «Екомат» 6HP500 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.

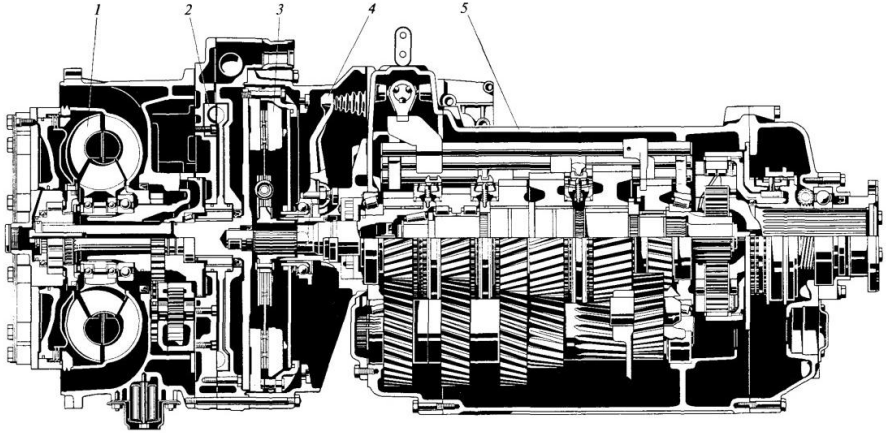
У цій ГМП застосований ГДТ зворотного ходу з максимальним ККД близько 42 %, але тому що через ГДТ проходить лише невелика частина потужності, загальний ККД на першій передачі досягає 82 %. Друга (пряма) і третя (підвищувальна) передачі - механічні, причому насосне колесо ГДТ зупинене фрикціоном Φ_3 .



а - «Екомат» 6НР500 фірми «ZF»; б - HD3060 фірми «Алісон»;
 в - триступінчастої автобусної фірми «Фойт»;
 г - 6НР26 фірми «ZF»; Φ_1 - Φ_6 - фрикціони;
 α_1 - α_3 - параметри планетарних рядів

Рисунок 6.17 - Схеми ГМП

Це дозволяє використовувати ГДТ як ефективний гальмо-сповільнювач на кожній передачі при включенні фрикціона Φ_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.



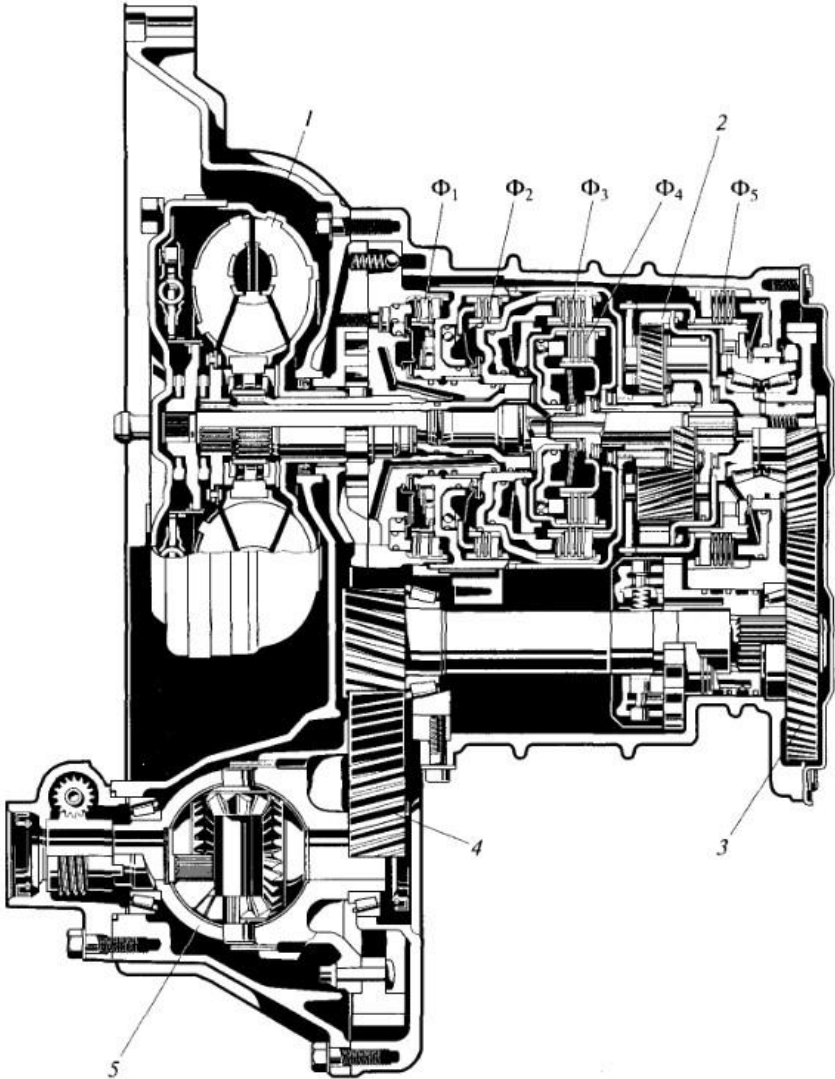
- 1 - гідротрансформатор; 2 - гальмо-сповільнювач; 3 - зчеплення;
4 - вилка вимикання зчеплення; 5 - механічна коробка передач

Рисунок 6.18 - Гідромеханічна передача
типу ГЗК «Трансматік» фірми «ZF»

У ГМП легкових автомобілів для поліпшення плавності перемикавання нижчих передач часто застосовують механізм вільного ходу (МВХ). Однак для гальмування двигуном доводиться паралельно МВХ установлювати фрикціон.

В 4-х ступінчастій ГМП 4НР22 фірми «ZF» при трьох планетарних механізмах, уведено три МВХ для поліпшення плавності перемикавання між усіма передачами, але при цьому довелося збільшити число фрикціонів до семи. У більш пізньої 6-ступінчастої ГМП 6НР26 (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 компоновання (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 перемикавання передач із «спортивним», «економічним», «зимовим» (без використання першої передачі) стилями водіння.



1 - гідротрансформатор; 2 - механічна планетарна коробка передач;
 3 - перша пара шестірень головної передачі; 4 друга пара шестірень
 головної передачі; 5 - міжколісний диференціал; Φ_1 - Φ_5 - фрикціони

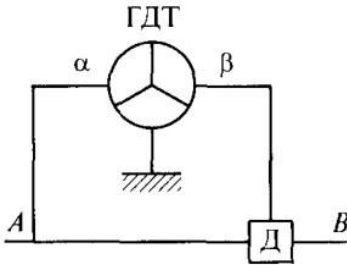
Рисунок 6.19 - Гідромеханічна передача для
 передньоприводних легкових автомобілів

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 приєднанням 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:

$$i_{д.п}^m = i^m \beta - \beta + 1, K_{д.п}^{-m} = K^{-m} \beta - \beta + 1, \eta_{д.п} = K_{д.п} i_{д.п}, \quad (6.58)$$



А, В - вихідні вали; ГДТ - гідротрансформатор; Д - диференціал;
α, β - параметри конструкції

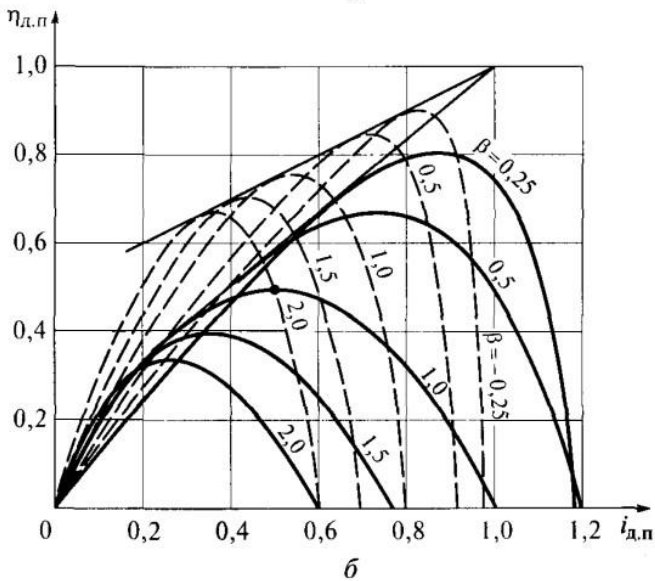
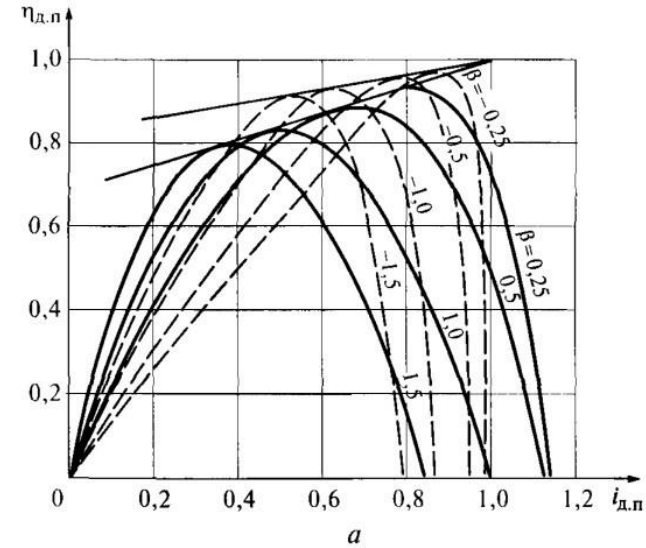
Рисунок 6.20 - Узагальнена схема ГМП із зовнішнім поділом силового потоку

Параметр $\beta = M_{\beta}/M_{В}$ постійний для заданої конструкції, тому що він складається зі співвідношення моментів на двох валах диференціала: вихідному (В) і з'єднуючому диференціал із ГДТ (β).

Значення параметра т 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.

Таблиця 6.2 - Варіанти з'єднання валів і значення параметрів

Варіант	Вал				Параметр			
	А	В	α	β	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



a - при $\eta_{\max} = 0,833$; *б* - при $\eta_{\max} = 0,5$; $i_{д.п}$, $\eta_{д.п}$ - передатне відношення та ККД двопотокової ГМП; β - параметр двопотокової ГМП

Рисунок 6.21 - Коефіцієнт корисної дії ГМП із зовнішнім поділом силового потоку й з гідротрансформатором, що мають максимальний ККД

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, *а* - для варіантів I при $\beta > 0$ і II при $\beta < 0$ і на рис. 6.21, *б* - для варіантів IV при $\beta > 0$ і III при $\beta < 0$.

З рис. 6.21 випливає, що основний вигравш 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:

$$D_i = i_{\max}/i_{\min}. \quad (6.61)$$

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:

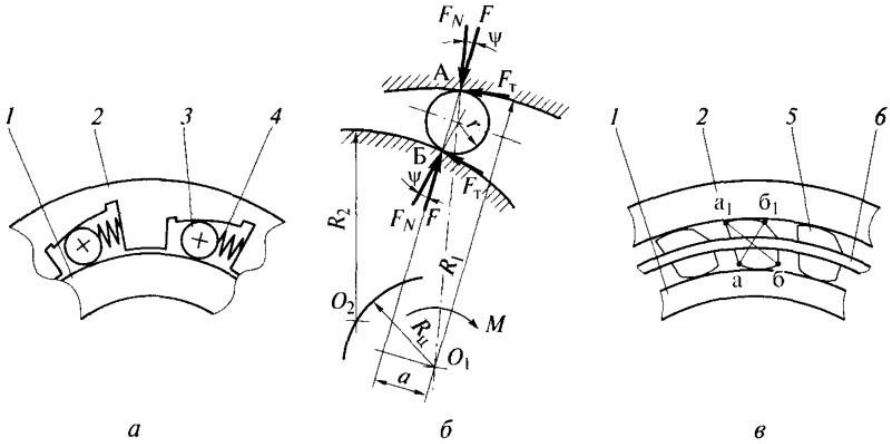
$$P_{\text{д.п}} = \lambda_{0 \text{ д.п}}/\lambda_{\text{м.д.п.}} \quad (6.62)$$

Для забезпечення плавного перемикання передач у ГМП застосовуються *механізми вільного ходу (МВХ)*. Вони використовуються двох типів: роликів і сухарикові.

Роликовий МВХ (рис. 6.22, а) звичайно складається із внутрішнього кільця 1, зовнішнього кільця 2 з пазами спеціальної форми й роликів 5 із пружинами 4.

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 МВХ). При зміні напрямку дії моменту, ролики відсуваються з вузьких частин, і відбувається роз'єднання кілець (вимикання МВХ). Аналогічно відбувається включення й вимикання МВХ при обертанні обох кілець.



а - роликовий MBX; б - розрахункова схема роликового MBX;
в - сухариковий MBX; 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

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:

$$F \sin \psi < \mu F \cos \psi, \quad \operatorname{tg} \psi < \mu. \quad (6.65)$$

Коефіцієнт тертя μ залежить від в'язкості масла й зазвичай дорівнює 0,11...0,13, тому приймають $\psi = 6^\circ$. З іншого боку, якщо кут ψ 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:

$$\sigma_k = 0,418\sqrt{[M/(zR_1 \operatorname{tg}\psi)]E/(l\rho)}, [\sigma_k] = 2000 \text{ МПа}, \quad (6.67)$$

де $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

l - довжина ролика;

ρ - 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:

$$R_{O_1} = (R_1 - r) \sin 2\psi. \quad (6.69)$$

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;

ω - кутова швидкість кільця.

Відцентрова сила притискає ролик до поверхні заклинювання, на якій створюється тангенціальна сила яку й повинна долати пружина ролика:

$$F_r = mR\omega^2 \operatorname{tg} 2\psi, \quad (6.71)$$

Сухариковий MBX (рис. 6.22, в) також складається із внутрішнього 1 і зовнішнього 2 кілець, але замість роликів у ній застосовують спеціальної форми сухарика 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 спеціаль-

ному сепаратору б, який підтискає їх до кілець. Поверхні контакту сухариків аб і а виконані циліндричними, але центри циліндрів рознесені так, що розмір $аб_1 < а_1б$.

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?

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Базова

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. : КВПЦ, 2004. 174 с.

Допоміжна

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: 31.03.2020).
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: 31.03.2020).
 46. Система контролю вихідних параметрів руху транспортного засобу. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/2183> (дата звернення: 31.03.2020).
 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: 31.03.2020).
 48. Керованість та стійкість руху автомобілів та тракторів. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/44154> (дата звернення: 31.03.2020).
 49. Обзор современных трансмиссий многоосных транспортных средств. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/11507> (дата звернення: 31.03.2020).
 50. Особливості розподілу потоків потужності у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/43826> (дата звернення: 31.03.2020).
 51. Порівняльний аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/43799> (дата звернення: 31.03.2020).
 52. Порівняльний аналіз математичних моделей процесу розгону універсальних самохідних машин. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/42189> (дата звернення: 31.03.2020).
 53. Прочностной расчет методом конечных элементов звеньев бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/3789> (дата звернення: 31.03.2020).
 54. Управление потоками мощности ДВС как средство улучшения технико-экономических показателей автомобиля. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/17610> (дата звернення: 31.03.2020).