

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

В. Ю. Сілевич

АВТОМАТИЧНІ КОРОБКИ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ

Навчальний посібник

Харків «ХАІ» 2019

УДК 621.833.65(075.8)
С-36

Рецензенти: д-р техн. наук Є. О. Дубінін,
канд. техн. наук А. М. Левтеров

Сілевич, В. Ю.

С-36 Автоматичні коробки перемикач передатч [Текст] : навч. посіб.
/ В. Ю. Сілевич. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського
«Харків. авіац. ін-т», 2019. – 48 с.

ISBN 978-966-662-663-2

Розглянуто основні конструктивні особливості будови і теоретичні моменти проектування автоматичних трансмісій автомобільних двигунів, у яких використовуються планетарні системи для вибору передатного відношення. Описано конструкції допоміжних агрегатів автоматичної коробки перемикач передатч, а також методи їх розрахунку. Запропоновано дві розрахункові роботи, які допоможуть студентам набути знань щодо особливостей проектування планетарної системи й механізмів блокування.

Для студентів спеціальностей «Автомобільні двигуни», «Автомобільний транспорт», «Діагностика автомобілів».

Іл. 36. Табл. 2. Бібліогр.: 17 назв

УДК 621.833.65(075.8)

© Сілевич В. Ю., 2019

© Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», 2019

ISBN 978-966-662-663-2

ПЕРЕДМОВА

Автомобільна галузь є однією із найбільш розвинених серед інших, де використовуються новітні досягнення в області електроніки, механіки та взаємодії людини із технічними приладами. Підвищення безпеки водія, пасажирів і пішоходів забезпечується як упровадженням систем безпеки, так і спрощенням керування транспортним засобом.

Використання автоматичних коробок перемикачів передач значно спрощує керування автомобілем, крім того, двигун і трансмісія працюють у більш м'якому режимі, оскільки гідротрансформатор, що є невід'ємною частиною автоматичної трансмісії, і фрикційні блокувальні механізми згладжують круті коливання, що виникають під час руху автомобіля по нерівній дорозі і при перемикачній передачі.

З іншого боку, планетарний гідромеханічний агрегат з електронним керуванням є досить складним механізмом як для проектування й виготовлення, так і для експлуатації в автомобілі, що робить його дорожчим, ніж механічні коробки перемикачів передач, і навіть неможливим для виробництва деякими сучасними автомобільними виробниками.

У посібнику наведено основні схеми автоматичних трансмісій, принципи їх роботи й конструкції допоміжних пристроїв.

Посібник складається із п'яти розділів.

У розділі 1 наведено основні відомості про різновиди автоматичних коробок перемикачів передач і способи під'єднання їх до двигуна. Розглянуто гідравлічні передачі, які з'єднують двигун із коробкою передач.

У розділі 2 розглянуто схеми увімкнення елементарного планетарного ряду для отримання певних швидкостей і розрахунки передатного відношення для вказаних схем.

У розділі 3 описано дві базові схеми планетарних систем і проведено розрахунки передатних відношень для певних способів увімкнення планетарних рядів.

У розділі 4 наведено основні відомості про блокувальні механізми планетарних систем і методи їх розрахунку.

Автор висловлює щирі вдячність викладачам кафедри теоретичної механіки, машинознавства і роботомеханічних систем за корисні поради при підготовці матеріалів та окрему подяку Усіку Віктору Васильовичу за допомогу в освоєнні методу аналізу планетарних систем.

1. ОСНОВНІ ВІДОМОСТІ ПРО АВТОМАТИЧНІ КОРОБКИ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ ТА ЇХ СКЛАДОВІ ЧАСТИНИ

Автоматичною коробкою перемикавання передач (далі АКПП) є такий механізм, що забезпечує вибір передатного числа трансмісії без участі (або з опосередкованою участю) водія відповідно до дорожніх умов і дій водія.

Незважаючи на те, що існує велика кількість різновидів коробок перемикавання передач, що працюють автоматично (преселекторні, роботизовані, варіаторні), будемо розглядати тільки ті, що мають у своєму складі планетарний ряд, фрикційні елементи блокування та гідравлічну передачу між двигуном і трансмісією.

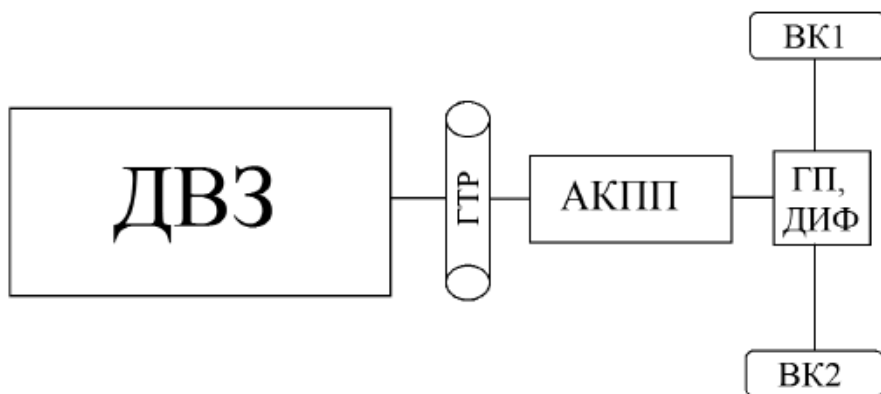


Рис. 1. Схема трансмісії з АКПП

Схема класичної трансмісії з автоматичною коробкою перемикавання передач (рис. 1) складається з таких елементів:

- ДВЗ – поршневий двигун внутрішнього згоряння;
- ГТР – гідротрансформатор;
- АКПП – автоматична коробка перемикавання передач;
- ГП – головна передача трансмісії;
- ДИФ – осьовий диференціал;
- ВК1, ВК2 – ведучі колеса.

Відмінність автоматичної трансмісії від механічної полягає в конструкції коробки перемикавання передач і наявності додаткового агрегата – гідротрансформатора.

1.1. Гідромуфта

Особливістю АКПП є те, що перемикавання швидкостей відбувається протягом короткого проміжку часу, який становить не менше 130 мс [1]. За такий час швидкість обертання двигуна не встигає зменшитися так, щоб елементи КПП, які вмикаються, мали однакову кутову швидкість, і ввімкнення передач відбулося без виникнення великих миттєвих крутних

моментів трансмісії. Такий ефект свідчить про те, що для автоматичної трансмісії може бути використане зчеплення, яке має працювати в автоматичному режимі й задовольняти таким вимогам:

- можливість проковзування вихідного вала відносно вхідного;
- згладжування коливань крутного моменту в трансмісії;
- можливість блокування вихідного вала відносно вхідного для сталих режимів роботи трансмісії;
- високий коефіцієнт корисної дії (ККД) для усіх режимів роботи.

Одним із пристроїв, який може виконувати такі функції, є гідравлічна муфта.

Гідромуфта (далі ГМ) – це механізм, що передає обертальний рух без зміни його напрямку від ведучого вала до веденого і складається із відцентрового насосу і гідравлічної турбіни, колеса яких утворюють тороподібну порожнину, заповнену робочою рідиною. ГМ призначена для передачі крутного моменту без його зміни, якщо не враховувати втрати на в'язке тертя. Її конструкція складається із двох лопатевих коліс, що знаходяться в герметичному корпусі, а взаємодія між ними здійснюється через рідину (рис. 2).

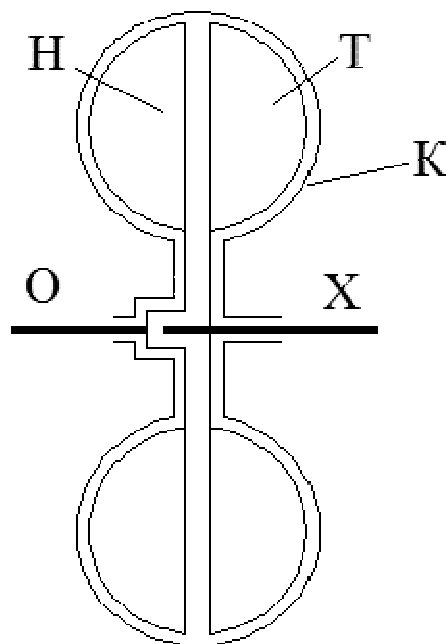


Рис. 2. Гідравлічна муфта (тут і далі використовуються позначення:

О – вхідний вал агрегата; Х – вихідний вал;

Н – насосне колесо; Т – турбінне колесо; К – кожух)

У такому вигляді ГМ не буде достатньо ефективною, тому що крім в'язкого тертя шарів рідини між лопатевими колесами буде виникати також тертя по нерухомому корпусу гідравлічного вузла, що додатково знижує ККД трансмісії. Для вирішення цієї проблеми сучасні гідромуфти проектують таким чином, що одне з коліс (майже завжди насосне колесо) виконують разом із корпусом (рис. 3) [2].

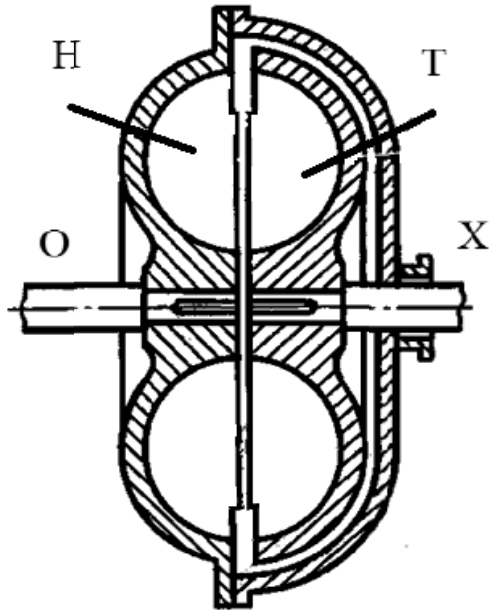


Рис. 3. Гідравлічна муфта, де елементи насосу є частиною кожуха

У такому пристрої насосне колесо, обертаючись, захоплює робочу рідину і завдяки дії відцентрової сили відкидає її до периферії, де вона входить у турбінне колесо. Одночасно рідина, захоплена насосом, рухається в напрямку обертання лопаток. Таким чином, траєкторію руху рідини в ГМ можна зобразити як спіраль, вкладену в тор (рис. 4).



Рис. 4. Траєкторія руху робочої рідини в гідромуфті [3]

У цій конструкції ГМ робоча рідина буде намагатись рухатись уздовж стінок турбіни й насоса, а всередині перерізу буде виникати турбулентний потік і завихрення, які будуть знижувати ККД гідравлічної передачі (рис. 5, а). Саме задля усунення такого ефекту гідромуфту виконують із прорізним напрямним кільцем (рис. 5, б), таким чином забезпечуючи рівномірність протікання рідини між насосним і турбінним колесами.

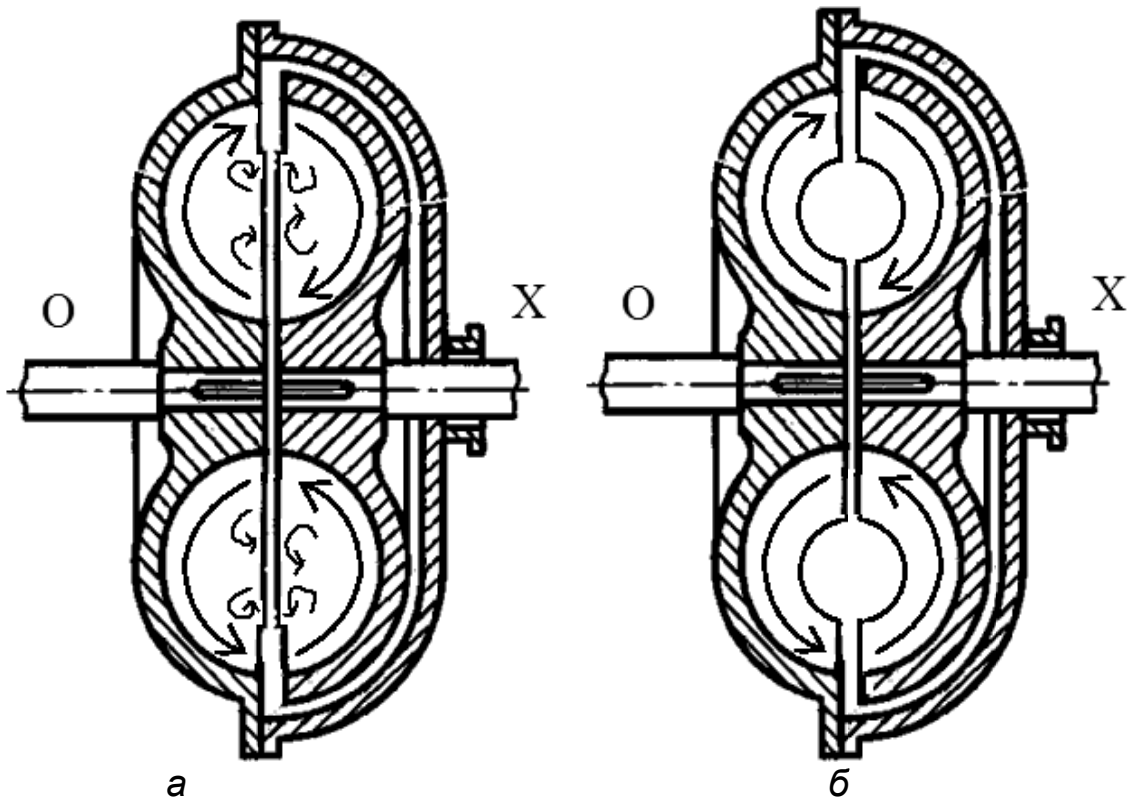


Рис. 5. Напрямок руху робочої рідини в гідромуфті: а – без прорізного кільця; б – із прорізним кільцем [3]

При роботі гідравлічної муфти турбінне колесо завжди має меншу швидкість обертання, ніж насосне, і для зв'язку швидкостей веденого й ведучого коліс вводиться коефіцієнт трансформації гідромуфти

$$i_{гм} = \omega_2 / \omega_1,$$

де ω_1 – кутова швидкість ведучого вала; ω_2 – кутова швидкість веденого вала. Очевидно, що коефіцієнт трансформації завжди буде менше одиниці.

Коефіцієнт корисної дії гідромуфти залежить від потужності на веденому й ведучому валах [2]:

$$\eta_{гм} = N_2 / N_1.$$

У гідромуфтах відстань між насосним і турбінним колесами виконується мінімальною, завдяки чому різниця крутних моментів ведучого й веденого валів є настільки малою, що нею можна знехтувати. Тоді розрахунок коефіцієнта корисної дії має такий вигляд:

$$\eta_{гм} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}.$$

ККД гідромуфти в розрахунковому режимі становить до 98 %. Величину переданої потужності можна регулювати або зміненням геометрії проточної частини, або зміненням кількості робочої рідини.

У транспорті вперше ГМ застосовували 1905 року в трансмісії корабля для приведення в дію гребного гвинта від парового двигуна. Починаючи з середини ХХ сторіччя ці пристрої почали застосовувати як елемент трансмісії в локомотивах та автомобілях для забезпечення плавності руху.

Сьогодні ГМ використовується в позашляховиках і вантажівках (Cherokee, DAF) для приведення в рух допоміжних агрегатів, наприклад вентилятора охолодження радіатора (рис. 6).



Рис. 6. Гідравлічна муфта приводу вентилятора Jeep Grand Cherokee [4]

Оскільки гідромуфта завжди працює із буксуванням, для оцінювання цього ефекту використовують поняття «ковзання гідромуфти», що є відношенням різниці частот обертання валів насоса і турбіни до частоти обертання вала насоса [5]:

$$S_{ГМ} = \frac{n_H - n_m}{n_H} = 1 - \frac{n_m}{n_H}.$$

Як відомо із теорії лопатевих машин, зв'язок між моментом, що передається насосом, і параметрами конструкції гідравлічної машини встановлюється рівнянням [5]:

$$M_H = y \lambda_H n_H^2 D^5,$$

де λ_H – коефіцієнт вхідного моменту, або коефіцієнт пропорційності в формулі подібності в теорії лопатевих машин; n_H – швидкість обертання

вала насоса; D – профільний діаметр гідромуфти, або найбільший діаметр кола циркуляції.

Таким чином, момент змінюється пропорційно квадрату частоти обертання колеса насоса або п'ятому степеню діаметра циркуляції робочої рідини.

Для оцінювання досконалості роботи ГМ використовують залежність моменту M , що передається гідромуфтою, її ККД $\eta_{гм}$ і проковзування S від відношення частот обертання турбіни й насоса n_m/n_n . Графік залежності цих параметрів називають зовнішньою характеристикою гідромуфти. Для простоти сприйняття графік (рис. 7) будують при сталій частоті обертання вала насоса, тобто при $n_n = \text{const}$.

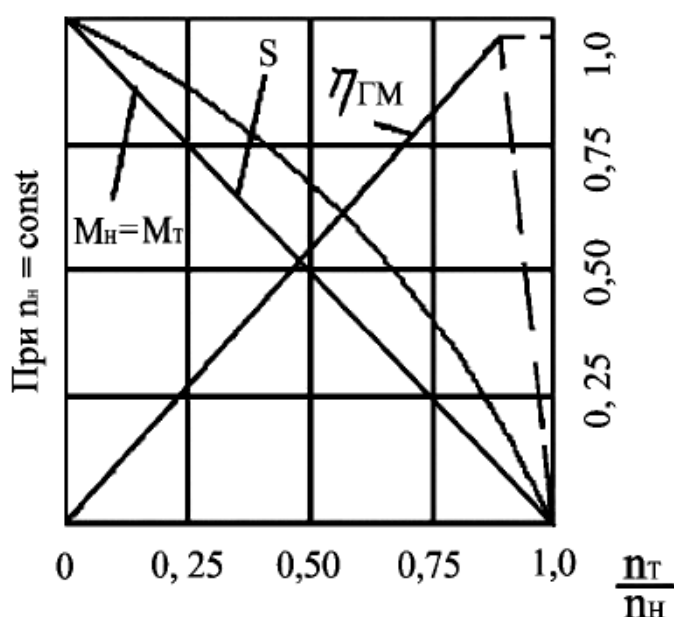


Рис. 7. Зовнішня характеристика гідромуфти [5]

Оскільки ККД гідравлічної муфти $\eta_{гм} = \omega_2/\omega_1$, його графік буде прямою лінією, нахиленою до осі абсцис під кутом 45° .

Із вказаних викладок очевидно, що ККД гідромуфти не може дорівнювати одиниці, оскільки гідромуфта не може працювати при $\omega_2 = \omega_1$, і при досягненні $\eta_{max} \approx 0,97$ крива $\eta_{гм}$ різко спадає до 0.

1.2. Гідротрансформатор

Гідравлічну передачу, призначену для безступінчастого змінення обертального моменту, у складі якої є опора для сприйняття реактивного крутного моменту (реактор), називають гідротрансформатором (далі ГТР). Така конструкція дає змогу передавати крутний момент зі зміненням за величиною (зі збільшенням), а в деяких конструкціях – і за знаком. Цей агрегат забезпечує розширення діапазону передатних чисел трансмісії, що

є необхідним при використанні автоматичних коробок перемикання передач. Конструкція гідротрансформатора відрізняється від гідромуфти наявністю реактора (рис. 8).

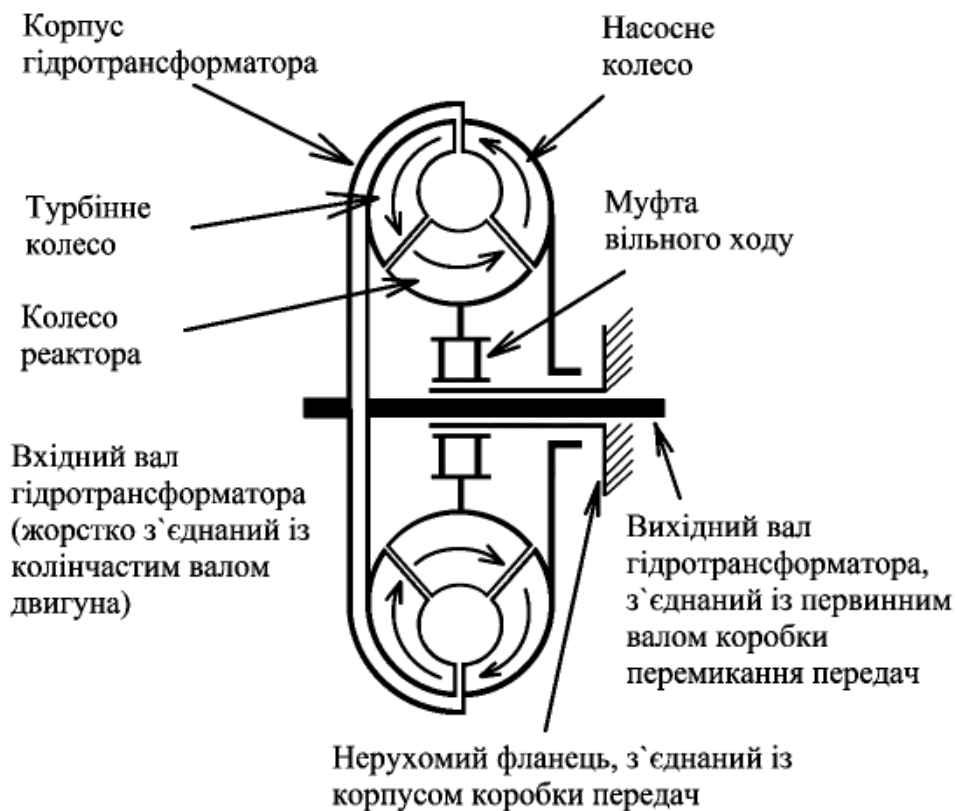


Рис. 8. Схема гідротрансформатора

Основним призначенням ГТР є підвищення крутного моменту на вихідному валу внаслідок відштовхування робочої рідини не тільки від насосного колеса, а й від колеса реактора в напрямку обертання турбінного колеса. У сучасних автомобілях установлюється комплексна гідропередача, роботу якої можна поділити на три ділянки:

- а) робота з підвищенням крутного моменту;
- б) робота в режимі гідромуфти;
- в) блокування ГТР.

Робота в режимі гідротрансформатора.

При роботі в режимі підвищення крутного моменту робоча рідина тече із насосного колеса в турбіну і при поверненні назад проходить через колесо реактора. Лопатки реактора мають такий кут нахилу, що потік рідини намагається повернути його в бік, протилежний напрямку обертання насосного колеса, а встановлена муфта вільного ходу (МВХ) блокує його від обертання. Реактор змінює напрямок руху рідини в напрямку обертання насосного колеса, таким чином, крутний момент на

турбінному колесі буде дорівнювати сумі крутних моментів на насосному колесі й колесі реактора (рис. 9):

$$M_T = - (M_H + M_P).$$

Знак «-» указує на те, що крутільні моменти насоса й реактора напрямлені протилежно моменту турбіни.

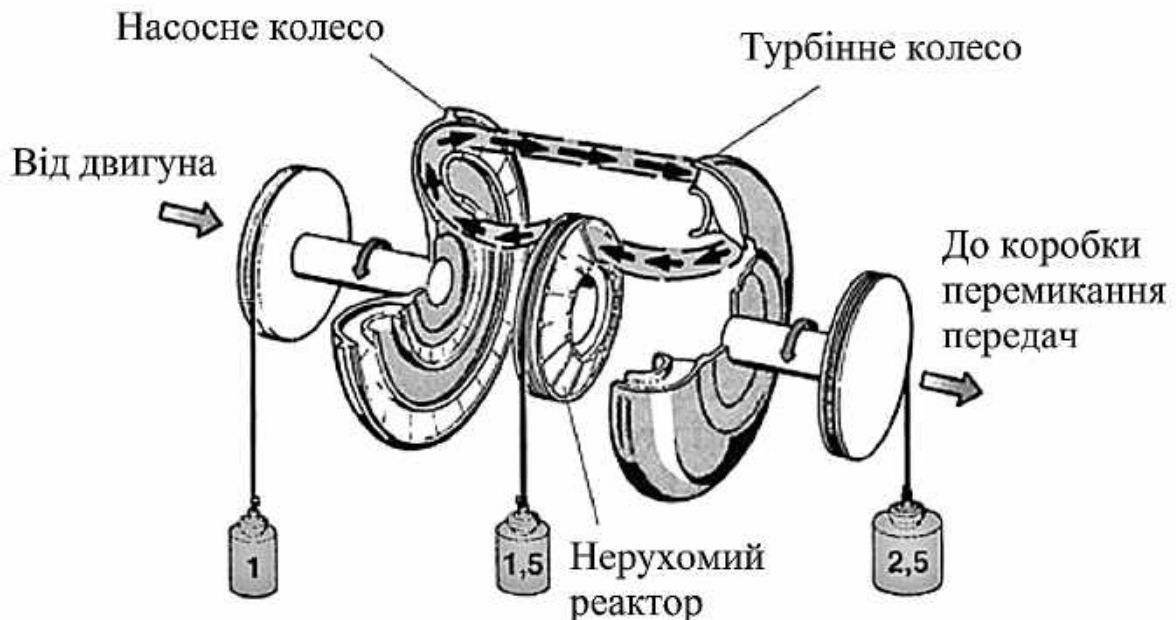


Рис. 9. Схема роботи ГТР у режимі посилення крутного моменту [6]

При перемиканні передач на одну вперед (це відбувається протягом досить малого проміжку часу – 0,5...1,5 с) швидкість обертання турбіни значно зменшується. При цьому потік рідини, що виходить із турбінного колеса, намагається повернути колесо реактора в напрямку, протилежному напрямку руху насосного колеса. Муфта вільного ходу блокує реактор, і починається фаза посилення крутного моменту. Відношення моменту на турбінному колесі до моменту на насосі називають коефіцієнтом трансформації крутного моменту [2]:

$$k_{zm} = M_m / M_H .$$

У сучасних однореакторних гідротрансформаторах максимальний коефіцієнт трансформації $k_{zm} = 2,5...3,0$ (при нерухомих колесі реактора).

Коефіцієнт корисної дії ГТР характеризує його енергетичні властивості:

$$\eta_{ГТ} = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T \omega_T}{M_H \omega_H} = k_{ГТ} i_{ГТ},$$

де N_H – потужність, що підводиться до насоса; N_T – потужність, що знімається з турбіни; ω_T , ω_H – кутові швидкості турбінного й насосного коліс.

У гідротрансформаторах (як і в гідромуфтах) ККД залежить від передатного відношення й набуває максимального значення $\eta_{зм} = 0,85 \dots 0,92$ при $i_{ГТ} = 0,7 \dots 0,8$. Таким чином, на всіх інших режимах роботи коефіцієнт корисної дії ГТР буде зменшуватися. На рис. 10 показано графіки залежностей коефіцієнта корисної дії і коефіцієнта трансформації крутного моменту гідротрансформатора і гідромуфти від передатного відношення між насосом і турбіною.

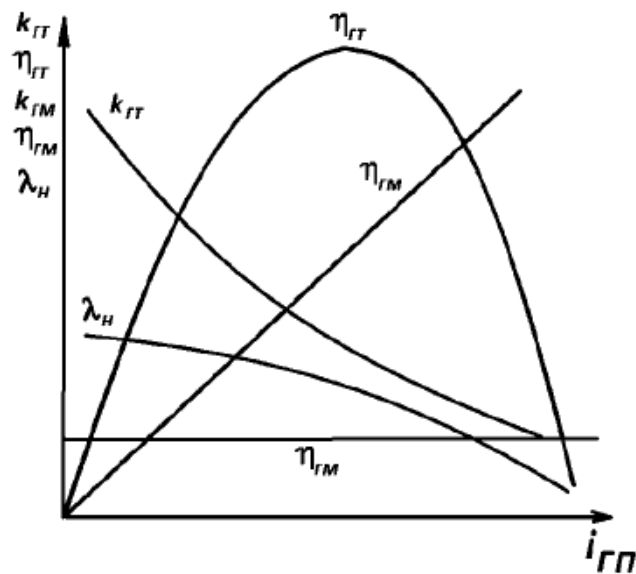


Рис. 10. Безрозмірна характеристика гідротрансформатора й гідромуфти [2]

Для визначення навантаження на лопатеве колесо насоса залежно від активного діаметра й кутової швидкості використовують безрозмірний коефіцієнт моменту насоса [7]:

$$\lambda_H = \frac{M_H}{\rho_P \omega_H^2 D_{ГТ}^5}.$$

Однак слід знати, що в режимі посилення крутного моменту відбувається сильний нагрів робочої рідини (тепловиділення може бути навіть більшим, ніж від ДВЗ), а отже, ККД трансмісії суттєво зменшується.

Робота в режимі гідромуфти.

Коли турбінне колесо набирає швидкості, що становить 90 % від швидкості насосного колеса, реактор автоматично розблоковується й починає обертатися вільно. У цьому випадку ГТР починає працювати як гідромуфта.

1.3. Блокування гідротрансформатора

При сталому режимі руху автомобіля немає необхідності використовувати гідравлічну муфту, оскільки вона буде зменшувати загальний ККД трансмісії. Саме тому в гідротрансформаторах передбачено блокування вхідного вала відносно вихідного. При заблокованому ГТР трансмісія працює в режимі жорсткого кінематичного зв'язку двигуна із ведучими колесами. Як блокувальні елементи використовуються одно- й багатодискові фрикційні муфти, на які діє зусилля від гідравлічного поршня.

При роботі ГТР у режимі посилення крутного моменту на гідравлічний поршень подається робоча рідина, яка відштовхує його від фрикційних елементів (рис. 11). Таким чином, блокування не відбувається і забезпечується циркуляція рідини із охолоджувача до гідротрансформатора, оскільки, незважаючи на високий коефіцієнт корисної дії, рідина нагрівається й потребує охолодження, а отже, має бути система примусового охолодження рідини.

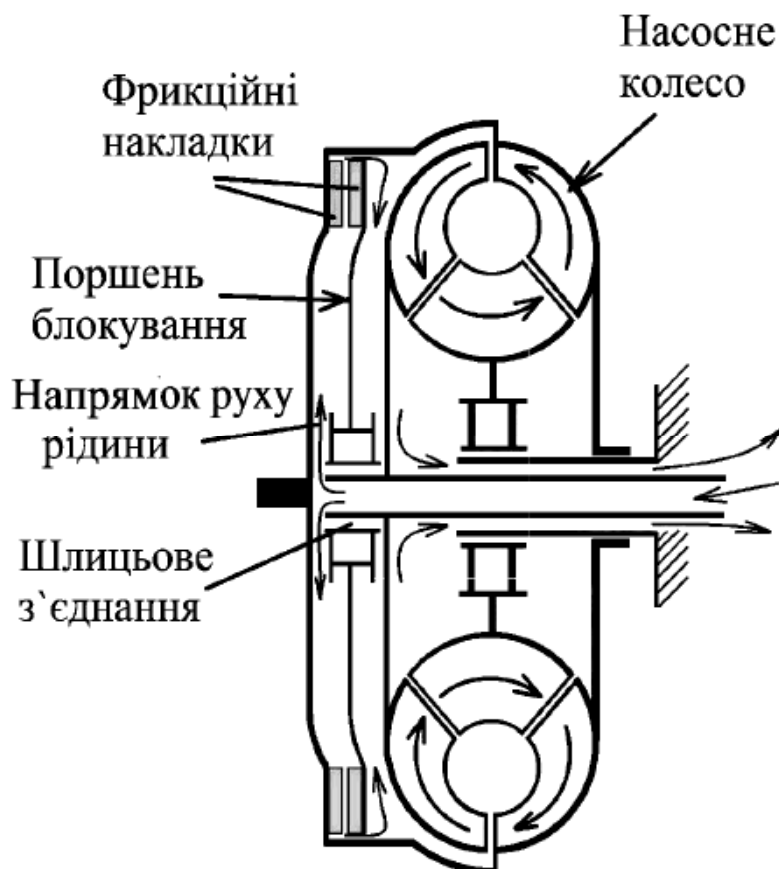


Рис. 11. Схема роботи блокувальної системи в режимі гідротрансформатора

Блокування ГТР відбувається так: напрямок циркуляції рідини змінюється, на поршень блокування починає діяти сила, що притискає його до фрикційних накладок (рис. 12).

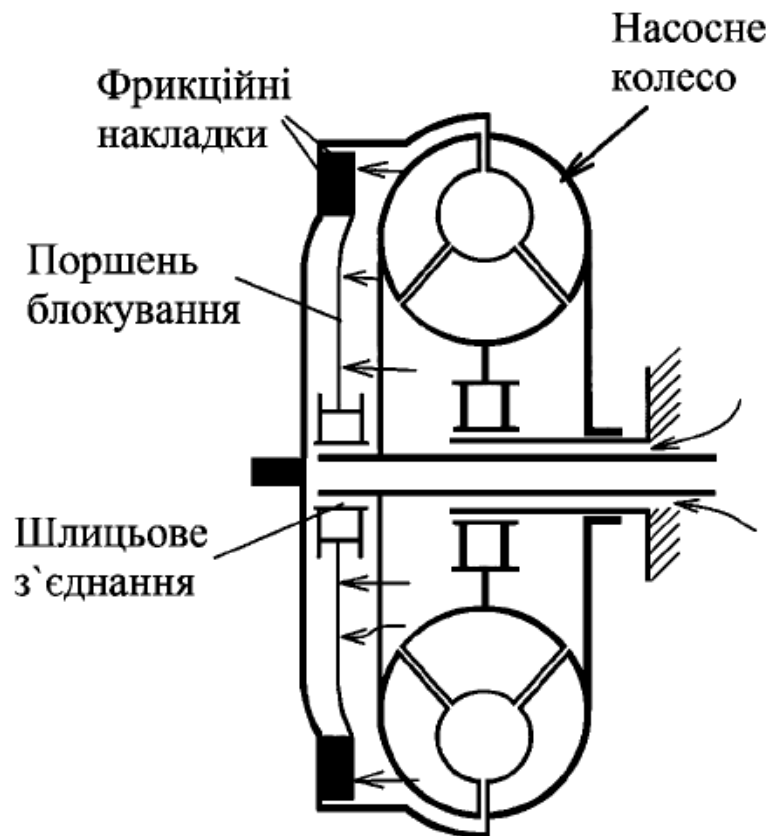


Рис. 12. Блокування гідротрансформатора

Таким чином, крутний момент починає передаватися від вхідного вала на вихідний вал ГТР безпосередньо, що підвищує загальний ККД трансмісії, тому що рідина гідротрансформатора не бере участі в передачі потужності. Також слід розуміти: якщо гідравлічна передача блокується, то рідина перестає нагріватися від буксування турбіни відносно насоса, а отже, немає потреби охолоджувати її і немає потреби в її циркуляції.

1.4. Муфта вільного ходу

Для здійснення блокування колеса реактора, тобто для його зупинення, коли ГТР працює в режимі підвищення крутного моменту, використовують муфти вільного ходу (МВХ), які можуть бути одноходовими і зворотними. МВХ обертаються тільки в одному напрямку. Конструктивно МВХ виконують із блокувальними елементами у вигляді кулачків (сухарів) зі змінним діаметром, вставлених у циліндричні втулки (рис. 13, б), або із круглими роликами, розташованими між клиноподібними поверхнями (рис. 13, а).

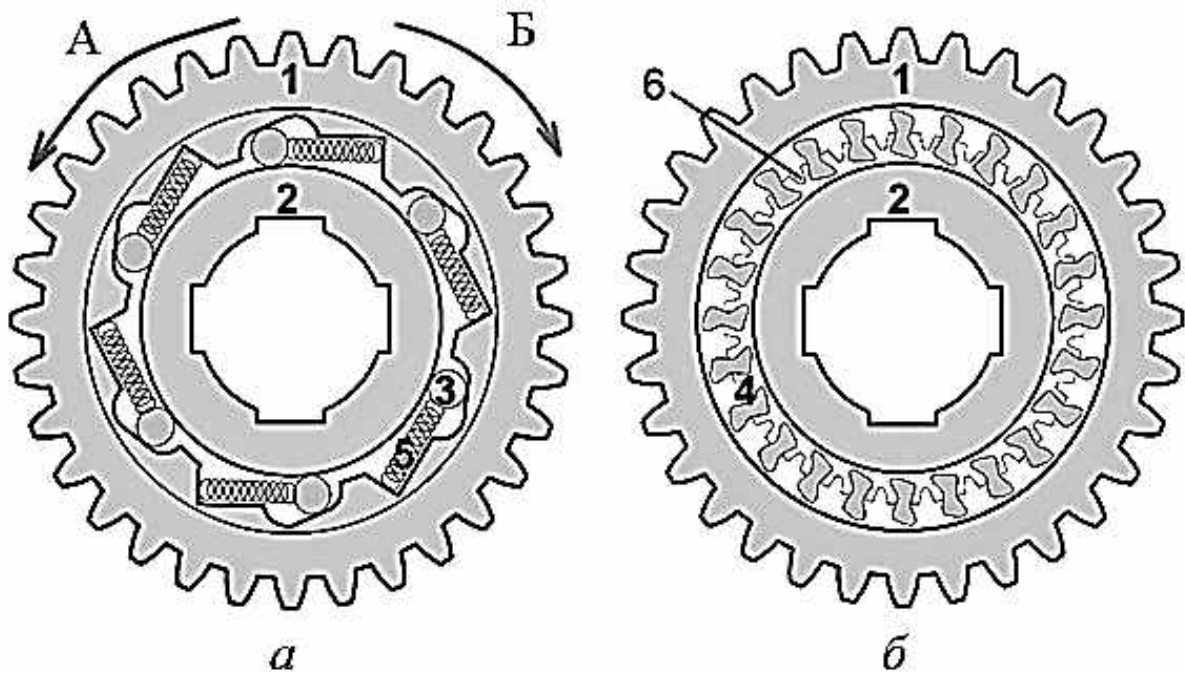


Рис. 13. Муфти вільного ходу: а – роликів; б – кулачкова

МВХ з'єднано з реактором зовнішнім кільцем 1, а внутрішнє кільце 2 з'єднується із нерухомим валом КП. Під час руху зовнішнього кільця в напрямку А ролики 3 зміщуються проти напрямку дії пружини 5, а кулачки 4 нахилиються проти напрямку дії пружинної обойми 6 таким чином, що зовнішнє кільце вільно обертається навколо внутрішнього. При цьому блокування не відбувається.

Якщо гідротрансформатор починає працювати в режимі посилення крутного моменту, то робоча рідина намагається повернути реактор в напрямку, протилежному напрямку обертання насоса (у напрямку Б). У цьому випадку ролики блокуються між клиноподібними поверхнями, а кулачки повертаються й розклинають дві циліндричні поверхні. Таким чином, реактор зупиняється й залишається нерухомим до закінчення режиму посилення крутного моменту і розблоковується при швидкості турбіни

$$\omega_T = 0,9 \omega_H$$

1.5. Розрахунок муфти вільного ходу

Розглянемо детально геометрію елементів, що блокують роликіву муфту вільного ходу [2]. На рис. 14 показано схему сил, що діють у точках контакту ролика із поверхнями внутрішньої й зовнішньої втулок. Зусилля **P** передається від ведучого кільця на ведене кільце через ролик. Розкладемо силу **P** на нормальну **N** і тангенціальну **F** складові.

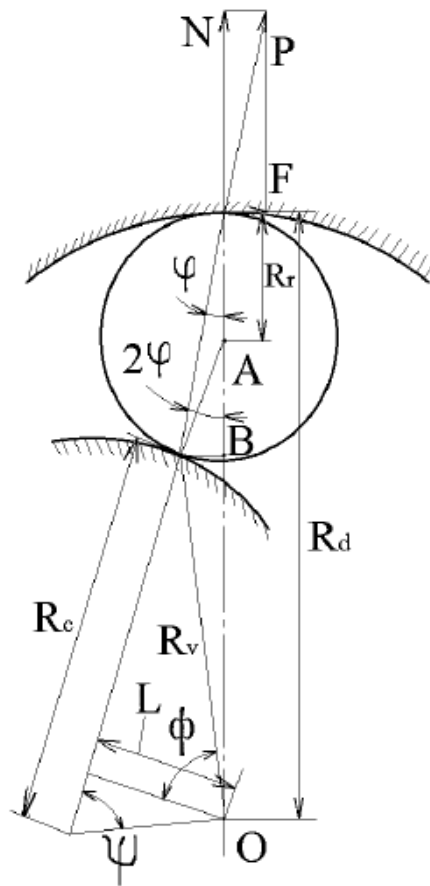


Рис. 14. Розрахункова схема контакту ролика із поверхнями внутрішньої і зовнішньої втулок [2]

Зв'яжемо ці величини через тангенс кута φ залежністю

$$F = N \operatorname{tg} \varphi,$$

де φ – кут нахилу.

Тангенціальна складова зусилля F намагається проштовхнути ролик по веденому елементу, а для того щоб муфта працювала без проковзування, кут φ має бути меншим, ніж кут тертя

$$\alpha = \frac{F}{N}.$$

Якщо кут φ більше кута α , то муфта не зможе передавати крутний момент, тобто вона буде проковзувати. Якщо кут φ зробити значно менше кута α , то буде досить велике навантаження на елементи муфти – внутрішнє і зовнішнє кільця. Тому рекомендується конструювати такі пристрої із кутом $\varphi \sim 6^\circ$.

Найкращою формою поверхні заклинювання є така форма, при якій кут φ не змінюється залежно від діаметра ролика [2]. Для цього вона повинна мати форму логарифмічної спіралі.

На рис. 14 зображено схему заклинювання з основними позначеннями:

- R_r – радіус ролика;

- R_d – радіус циліндричної поверхні веденого кільця;

- R_c – радіус кривизни в точці контакту;

- R_v – радіус-вектор в точці контакту;

- L – довжина перпендикуляра, який проведено із центра муфти O до лінії, що з'єднує центр ролика й точку контакту ролика із поверхнею веденого (внутрішнього) кільця.

Лінія, що з'єднує дві точки контакту ролика, утворює із радіусом ролика, який проведено до однієї із точок контакту, кут φ . Тоді кут, утворений радіусом ролика, проведеним до іншої точки контакту, і продовженням першого радіуса, буде дорівнювати 2φ . Виходячи зі схеми, зображеної на рис. 14, знайдемо R_c :

$$R_c = \frac{R_v}{\sin \varphi},$$

$$L = (R_d - R_r) \sin 2\varphi,$$

$$\cos \varphi = \frac{L}{R_v} = \frac{R_d - R_r}{R_v} \sin 2\varphi.$$

Після перетворень отримаємо вираз

$$R_v = (R_d - R_r) \frac{\sin 2\varphi}{\cos \varphi}.$$

Розкриємо функцію подвійного аргументу:

$$\sin 2\varphi = 2 \sin \varphi \cos \varphi;$$

$$\cos \varphi = \frac{\sin 2\varphi}{2 \sin \varphi}.$$

Перепишемо формулу для визначення R_v :

$$R_v = (R_d - R_r) \frac{\sin 2\varphi}{\cos \varphi} = 2 (R_d - R_r) \frac{\sin 2\varphi \sin \varphi}{\sin 2\varphi}.$$

Знайдемо радіус кривизни внутрішньої втулки:

$$R_c = \frac{2(R_d - R_r) \frac{\sin 2\varphi \sin \phi}{\sin 2\phi}}{\sin \phi} = 2(R_d - R_r) \frac{\sin 2\varphi}{\sin 2\phi}.$$

Із двох суміжних трикутників **APB** і **OPB** знайдемо R_r :

$$R_r \sin 2\varphi = R_v \cos(2\varphi + \phi);$$

$$R_v = R_r \frac{\sin 2\varphi}{\cos(2\varphi + \phi)}.$$

Прирівняємо вирази, отримані для R_v :

$$(R_d - R_r) \frac{\sin 2\varphi}{\cos \phi} = R_r \frac{\sin 2\varphi}{\cos(2\varphi + \phi)}.$$

Після перетворень отримаємо рівняння для знаходження радіуса веденого кільця залежно від радіуса ролика R_r і кутів φ та ϕ :

$$R_d = R_r \left[1 + \frac{\cos \phi}{\cos(2\varphi + \phi)} \right].$$

Завдання для самоконтролю

Обчислити параметри роликової муфти вільного ходу – діаметри ролика R_r і зовнішньої поверхні муфти R_d , уважаючи, що момент, який передається муфтою, визначається формулою [2]

$$M = \frac{7 n l \sigma^2 R_r R_d \operatorname{tg}(\varphi)}{E},$$

де n – кількість роликів (число має бути парним і не менш ніж 12); l – довжина ролика (рекомендується брати $l = (3 \dots 4) R_r$); $\sigma = 200$ МПа – допустиме напруження матеріалу; R_d – відстань від осі муфти до точки контакту з веденим кільцем (рекомендується брати $R_d = 8 R_r$); $E = 210000$ МПа – модуль пружності гартованої сталі.

2. ПРИНЦИП ДІЇ ЕЛЕМЕНТАРНОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ

В автоматичних коробках перемикачів передач, на відміну від механічних, для передавання крутного моменту використовуються планетарні системи і пристрої фрикційного блокування. Планетарна передача – це зубчаста механічна система, що дає змогу передавати обертання між двома паралельними або перетинними осями із певним передатним відношенням. На рис. 15 зображено елементарний планетарний ряд (ПР), елементами якого є сонячна шестірня 1, кільцева шестірня 2, водило 3 і сателіт 4.

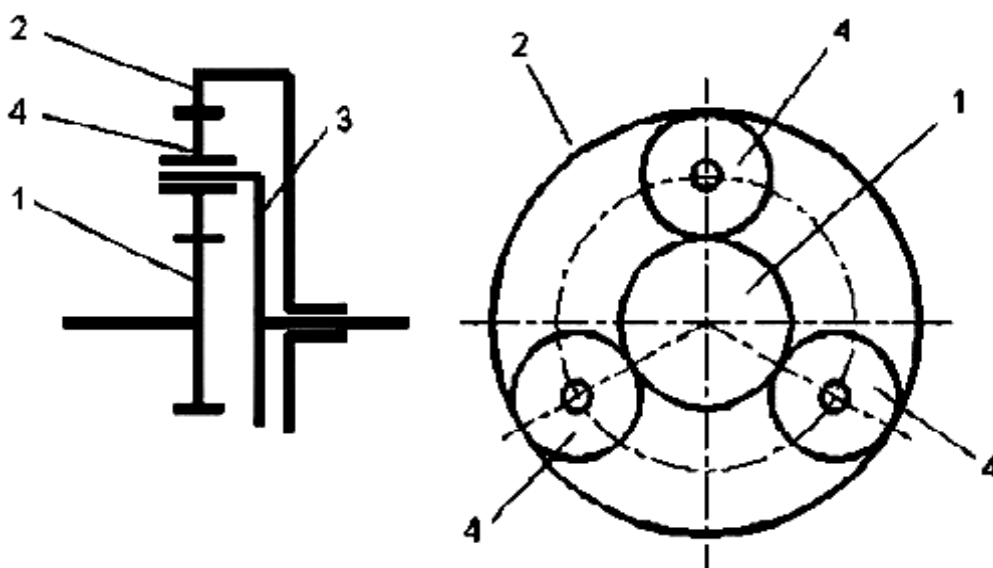


Рис. 15. Елементарний планетарний ряд

Слід зазначити, що такий механізм має два ступеня свободи, і для того, щоб він міг передавати крутний момент, необхідно зробити його з одним ступенем свободи, що досягається блокуванням одного з елементів (води́ла, сонячної або кільцевої шестірні) відносно корпусу або двох елементів між собою.

ПР може мати один і більше сателітів, але при трьох сателітах у механізмі не буде сил, що вигинають осі, і крутний момент буде передаватися через три зубчастих зчеплення.

Залежно від того, який елемент є вхідним, який – вихідним, а який – блокується, можна отримати передатні відношення, різні як за величиною так і за знаком. Розглянемо всі варіанти використання ПР залежно від схеми ввімкнення його елементів.

Будемо використовувати графічний та аналітичний методи визначення швидкостей елементів ПР.

2.1. Знижувальна передача

Розглянемо варіант увімкнення, при якому відбувається зниження швидкості обертання на вихідній ланці (X) відносно вхідної (O). Елемент, що блокується, будемо позначати символом /// .

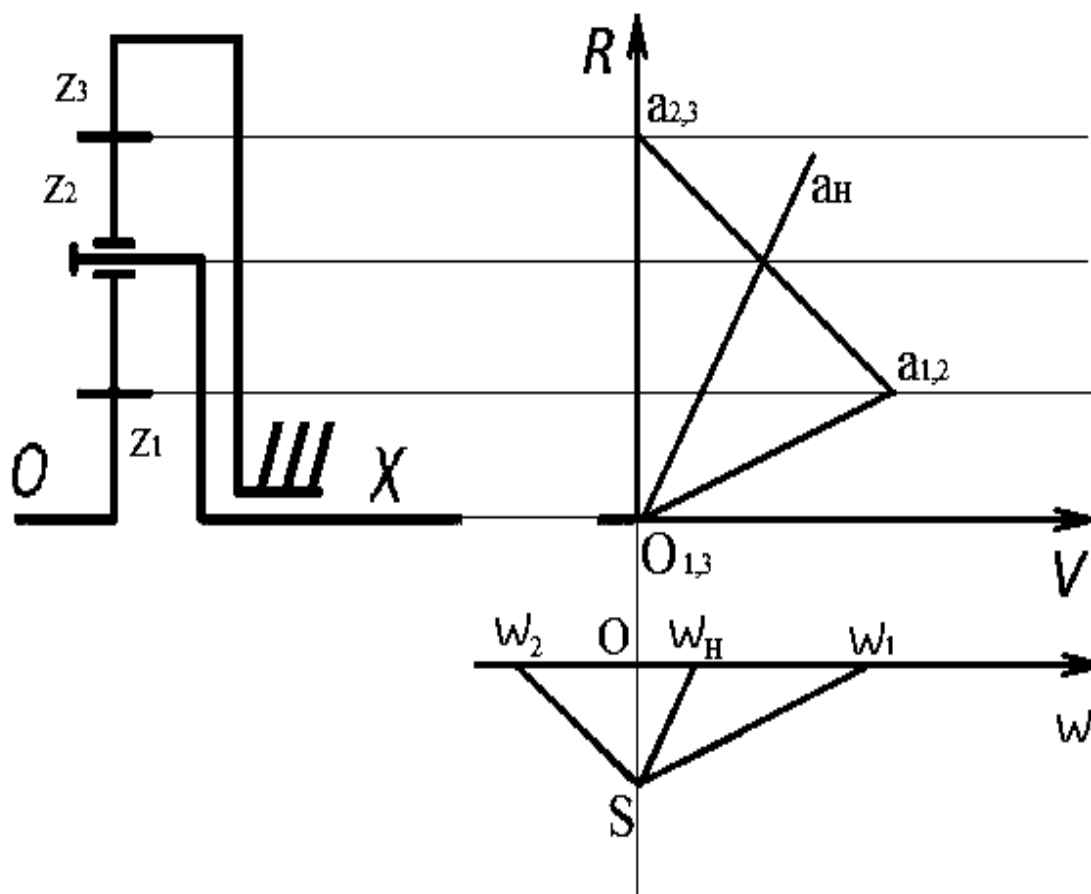


Рис. 16. Знижувальна передача з вхідним елементом – сонячною шестірнею

На полі зліва зображено схему ПР, а справа – план швидкостей, де по осі абсцис відкладається лінійна швидкість руху точки елемента ПР, а по осі ординат – радіус, на якому розташовується точка (рис. 16).

У цьому випадку відрізком $O_{1,3}-a_{1,2}$ позначено швидкість сонячної шестірні (таким чином, вона є вхідною ланкою), $a_{1,2}-a_{2,3}$ – швидкість сателіта. Точка $a_{2,3}$ розташовується на осі ординат, оскільки при заблокованій кільцевій шестірні (КШ) миттєва швидкість руху точки сателіта, що контактує з КШ, дорівнює 0, а в точці $a_{2,3}$ швидкості руху сонячної шестірні (СШ) і сателіта (СТ) збігаються. Швидкість руху водила (В) можна визначити, з'єднавши лінією точку $O_{1,3}$ із серединою відрізка $a_{1,2}-a_{2,3}$. Із отриманого плану випливає, що швидкість водила буде меншою від швидкості сонячної шестірні.

Виконаємо кількісне оцінювання: із точки **S** проведемо відрізки **S-w₁**, **S-w₂** і **S-w_H**, що будуть паралельними відповідно до відрізків **O_{1,3}-a_{1,2}**, **a_{1,2}-a_{2,3}** і **O_{1,3}-a_H**, поділимо виміряні довжини відрізків **O-w₁**, на **O-w_H**. Таким чином, отримаємо передатне число при такій схемі ввімкнення механізму.

Передатне число також можна обчислити аналітичним методом. Для цього необхідно знати кількість зубів усіх елементів планетарного ряду.

Розрахуємо передатне число за допомогою метода Вілліса [8]. Запишемо залежність між кутовими швидкостями сонячної і кільцевої шестерень при зупиненому водилі:

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = - \frac{z_3}{z_1}.$$

Кільцеву шестірню зупинено, отже,

$$\omega_3 = 0;$$

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = - \frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = - i_{1,H} + 1;$$

$$i_{1,H} = 1 - i_{1,3}^{(H)} = 1 - \left(- \frac{z_3}{z_1} \right) = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$

Таким чином, маємо знижувальну передачу, передатне число якої становить більше одиниці й залежить від різниці радіусів кільцевої і сонячної шестерень.

Розглянемо інший випадок, коли відбувається зниження швидкості обертання. У цьому випадку вхідним елементом є кільцева шестірня, а сонячну шестірню заблоковано (рис. 17).

Для розрахунку передатного числа запишемо формулу Вілліса

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = - \frac{z_3}{z_1}.$$

Оскільки сонячну шестірню зупинено,

$$\omega_1 = 0.$$

Перепишемо формулу Вілліса:

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{0 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\omega_H}{\omega_H - \omega_3}.$$

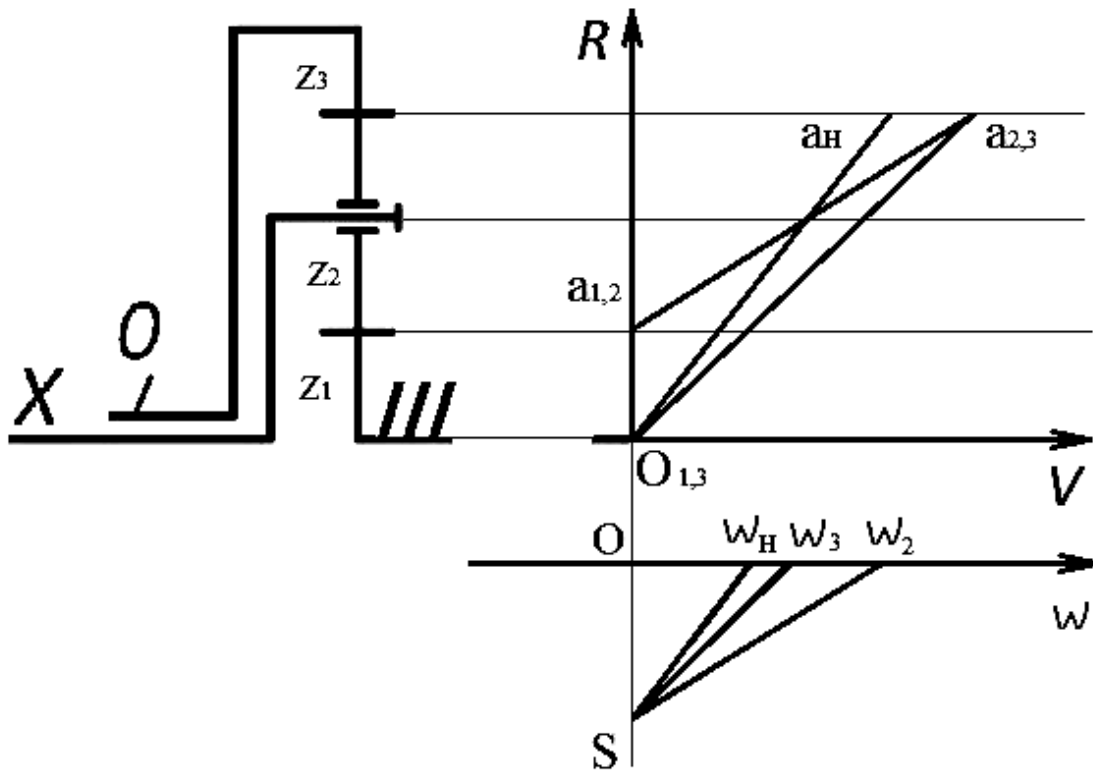


Рис. 17. Знижувальна передача із вхідним елементом – кільцевою шестірнею

Поділимо чисельник і знаменник на ω_H :

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{1}{1 - \frac{\omega_3}{\omega_H}} = \frac{1}{1 - i_{3,H}};$$

$$i_{3,H} = 1 - \frac{1}{i_{1,3}^{(H)}} = 1 - \frac{1}{-\frac{z_3}{z_1}} = 1 + \frac{z_1}{z_3}.$$

У першому випадку при знижувальній передачі передатне відношення $U_1 > 2$, оскільки z_3 завжди більше z_1 .

У другому випадку передатне відношення знаходиться в діапазоні $1 < U_2 < 2$, тобто при блокуванні сонячної шестірні маємо більш високі швидкості на вихідній ланці при використанні знижувальної передачі.

2.2. Підвищувальна передача

Для роботи планетарного ряду в режимі підвищення швидкості обертання необхідно, щоб вхідною ланкою було водило, а заблокованою була сонячна або кільцева шестірня. Розглянемо випадок, коли блокується кільцева шестірня, а вихідною ланкою є сонячна шестірня (рис. 18).

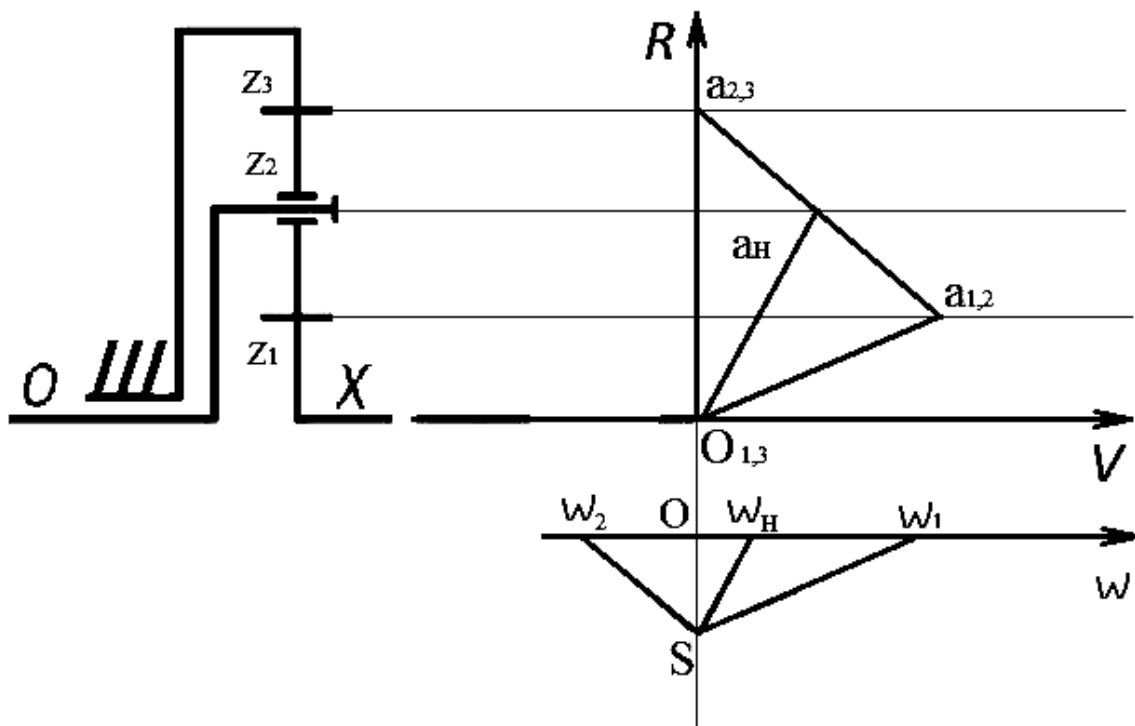


Рис. 18. Розрахункова схема ПР при підвищувальній передачі й заблокованій кільцевій шестірні

Застосуємо метод зупиненого водила для цього механізму й запишемо формулу Вілліса для його елементів:

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = - \frac{z_3}{z_1}.$$

Оскільки $\omega_3 = 0$, то

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = \frac{\omega_H - \omega_1}{\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{1,H},$$

$$i_{1,H} = 1 - i_{1,3}^{(H)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$

Вхідною ланкою в такій схемі ввімкнення є водило, отже, знаходимо передатне відношення:

$$i_{H,1} = \frac{1}{i_{1,H}} = \frac{1}{1 + \frac{z_3}{z_1}} = \frac{z_1}{z_1 + z_3}.$$

Визначимо передатне відношення підвищувальної передачі для випадку, коли вихідним елементом є кільцева шестірня, а сонячну шестірню заблоковано (рис. 19).

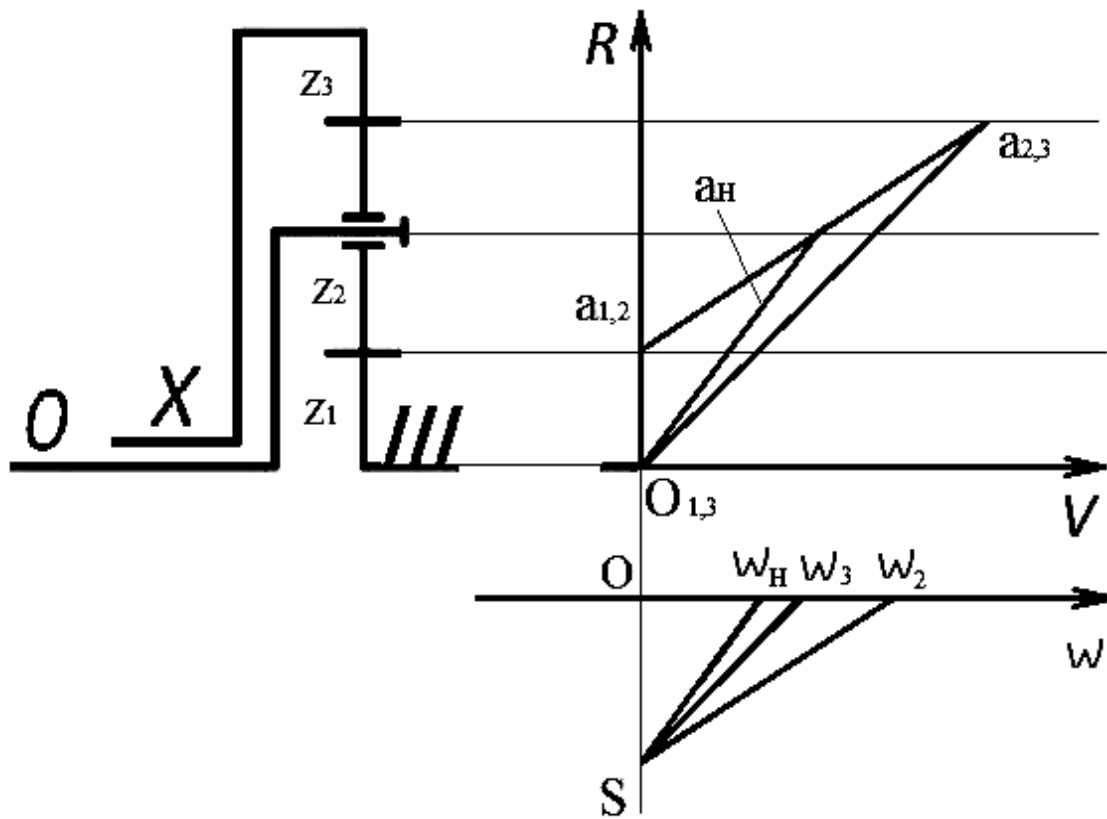


Рис. 19. Розрахункова схема ПР при підвищувальній передачі й заблокованій сонячній шестірні

Запишемо формулу Вілліса для планетарного механізму:

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = - \frac{z_3}{z_1}.$$

Оскільки $\omega_1 = 0$, то

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{-\omega_H}{\omega_3 - \omega_H}.$$

Поділимо чисельник і знаменник на ω_H :

$$i_{1,3}^{(H)} = \frac{-1}{\frac{\omega_3}{\omega_H} - 1} = \frac{1}{1 - \frac{\omega_3}{\omega_H}} = \frac{1}{1 - i_{3,H}}.$$

Знайдемо передатне відношення:

$$i_{3,H} = 1 - \frac{1}{i_{1,3}^{(H)}} = 1 - \frac{1}{-\frac{z_3}{z_1}} = 1 + \frac{z_1}{z_3} = \frac{z_1 + z_3}{z_3}.$$

Оскільки вхідною ланкою є водило сателітів, то

$$i_{H,3} = \frac{1}{i_{3,H}} = \frac{z_3}{z_1 + z_3}.$$

Порівняємо передатні числа, отримані у двох варіантах підвищувальної передачі. При заблокованій кільцевій шестірні в знаменнику буде величина, у 2 рази більша, ніж у чисельнику, а отже, передатне число $U_3 < 1/2$. При заблокованій сонячній шестірні передатне число $1/2 < U_4 < 1$.

2.3. Передача заднього ходу

Для роботи передачі заднього ходу необхідно, щоб вхідна й вихідна ланки планетарного ряду мали різні напрямки обертання. Такий ефект може бути у випадку, коли водило блокується відносно корпусу, а кільцева й сонячна шестерні мають різні напрямки руху. Розглянемо випадок, коли вхідною ланкою є сонячна шестірня (рис. 20).

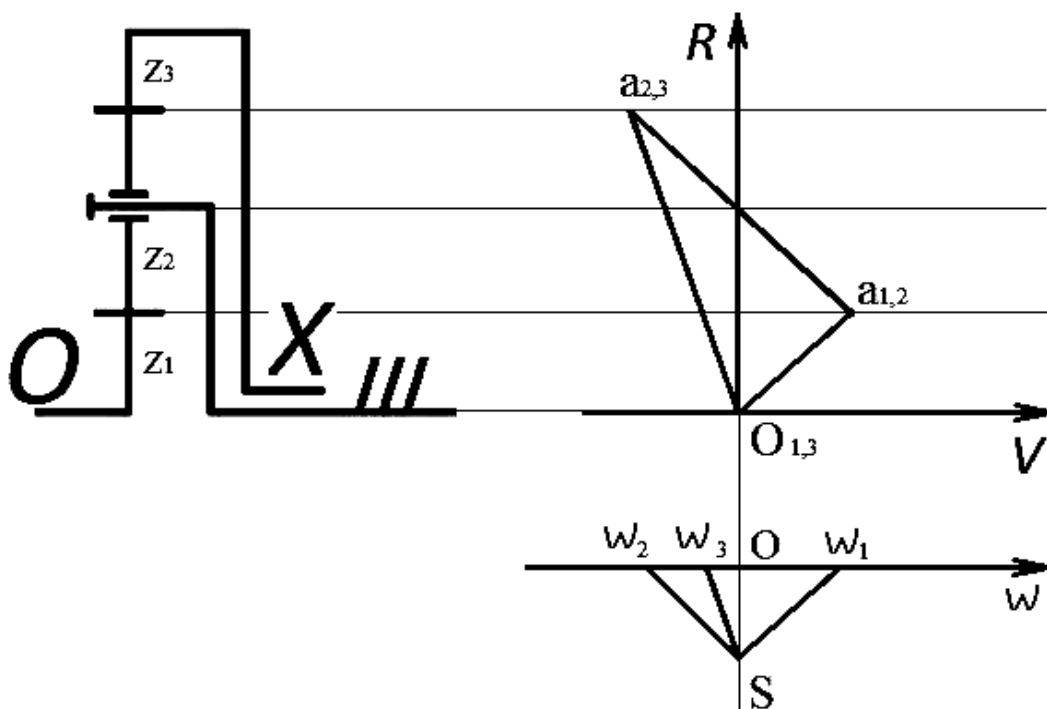


Рис. 20. Задня передача із вхідною ланкою – сонячною шестірнею

Передатне відношення U у цьому випадку має знак “–”, отже, вхідний і вихідний елементи мають різні напрямки обертання. Знайдемо передатне відношення.

У випадку зупиненого водила в планетарному ряді крутний момент передається, як у звичайному шестеренному механізмі, а передатне число дорівнює добутку передатних чисел усіх пар зубчастих коліс із урахуванням знака. Запишемо передатне відношення для випадку, коли вхідним елементом є сонячна шестірня:

$$i_{1,3} = i_{1,2} i_{2,3} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(\frac{z_3}{z_2}\right) = -\frac{z_3}{z_1}.$$

Якщо вхідним елементом є кільцева шестірня, а вихідним – сонячна, то отримаємо передатне відношення, зі знаком «–»:

$$i_{3,1} = i_{3,2} i_{2,1} = \left(\frac{z_2}{z_3}\right) \left(-\frac{z_1}{z_2}\right) = -\frac{z_1}{z_3}.$$

У першому випадку передатне відношення $i_{1,3} < -1$, тобто маємо знижувальну передачу, а у випадку із вхідним елементом – сонячною шестірнею – маємо мультиплікатор із передатним числом $-1 < i_{3,1} < 0$.

2.4. Пряма передача

Прямою передачею називають таке увімкнення коробки перемикання передач, при якому момент і швидкість обертання не змінюються. У такому випадку ККД трансмісії буде найвищим, оскільки в передачі потужності не беруть участі зубчасті зачеплення, а крутний момент передається напряму від вхідного вала КПП на вихідний.

Для отримання прямої передачі в елементарному планетарному ряді необхідно заблокувати між собою два будь-які елементи – кільцеву шестірню з сонячною, кільцеву шестірню з водилом або водило з сонячною шестірнею.

2.5. Нейтральна передача

Оскільки елементарний планетарний ряд має два ступеня свободи, нейтральну передачу можна отримати, якщо не буде блокування будь-яких елементів між собою або відносно корпусу коробки передач.

3. СИСТЕМИ ПЛАНЕТАРНИХ ПЕРЕДАЧ

В автоматичних коробках перемикання передач використовуються планетарні системи, утворені комбінацією планетарних рядів або окремих елементів ПР. У сучасних АКПП планетарний механізм може бути утворений двома, трьома і більше планетарними рядами, що дає можливість отримати більшу кількість (п'ять і більше) передач, ніж в простому планетарному ряді.

Окрім шестеренних механізмів в АКПП має бути встановлена система фрикціонів, що будуть блокувати елементи планетарного ряду між собою або відносно корпусу коробки. Таким чином, планетарний механізм повинен мати таку конструкцію, щоб була фізична можливість встановити фрикційні елементи, які заблокують необхідні для ввімкнення передачі елементи планетарної системи.

Однією з перших серійних автоматичних трансмісій була КПП, побудована за схемою Сімпсона (рис. 21) [9].

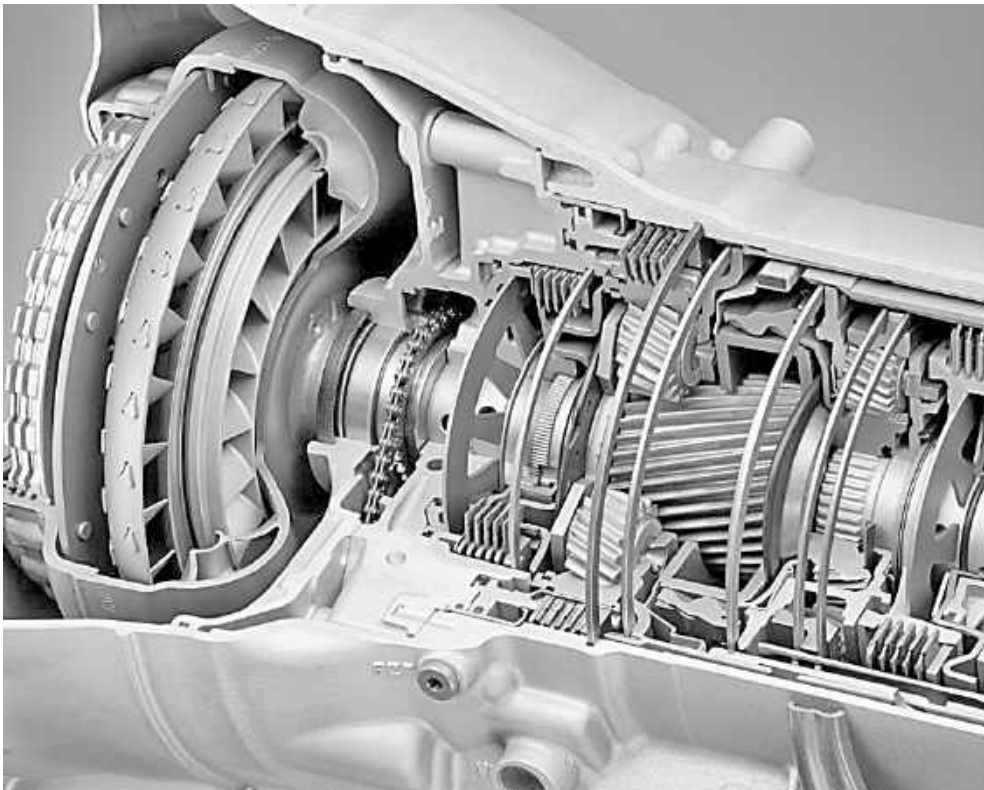


Рис. 21. Переріз АКПП, побудованої за схемою Сімпсона [10]

3.1. Планетарний ряд Сімпсона (Simpson gearset)

Американський інженер і винахідник Говард Сімпсон запатентував автоматичну коробку перемикання передач із трьома швидкостями вперед ще 1950 року. На той час його винахід зустріли зі скептицизмом, але вже 1953 року компанія Генрі Форда і 1955 року компанія Chrysler ліцензували його винахід, а ще за два роки почали випускати автомобілі з

автоматичною коробкою Torqueflite, побудованою за схемою Сімпсона [11]. У базовому варіанті виконання вона має дві знижувальні передачі, пряму передачу, нейтральну передачу й передачу заднього ходу.

Схема складається із двох послідовно розташованих планетарних рядів, спільним елементом яких є сонячна шестірня. Для керування використовуються дві блокувальні фрикційні муфти M_1 і M_2 , два ремінних гальма Γ_1 і Γ_2 та муфта вільного ходу $M_в$. Вхідний і вихідний елементи позначено відповідно як O і X (рис. 22).

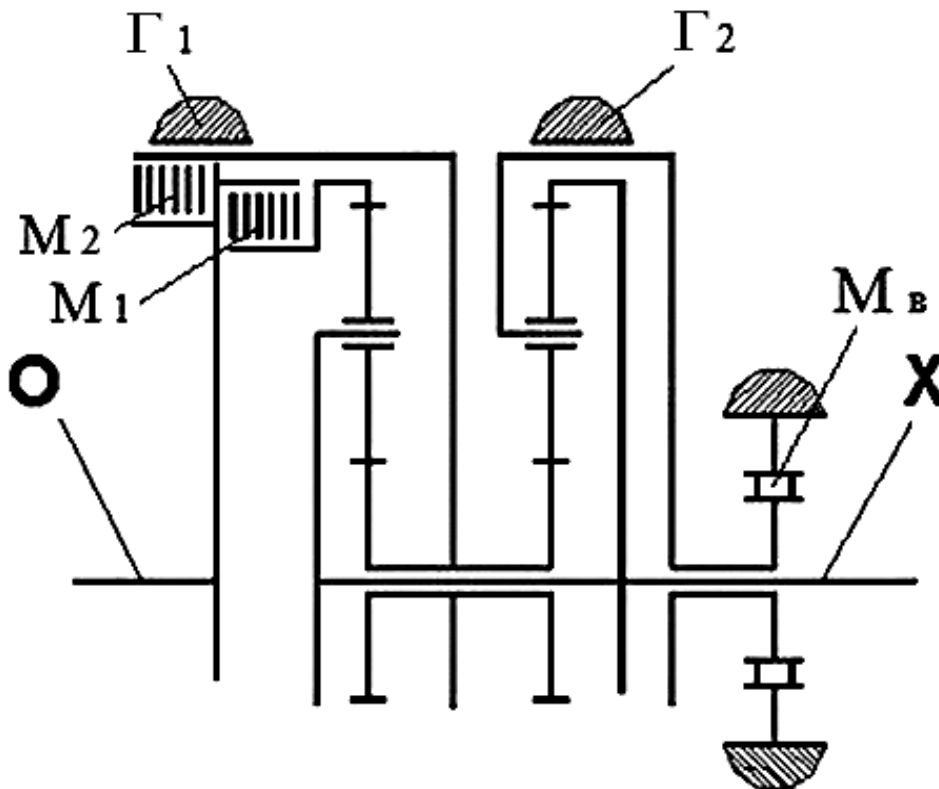


Рис. 22. Кінематична схема планетарної системи Сімпсона

Характерною особливістю, якою відрізняється ряд Сімпсона від інших планетарних систем, є здвоєна сонячна шестірня. Також цей механізм часто називають подвійним рядом, тому що він має повний набір елементів двох простих планетарних рядів [9].

Муфти M_1 і M_2 з'єднують вхідну ланку КП із кільцевою шестірнею першого планетарного ряду або зі здвоєною сонячною шестірнею першого та другого рядів. Гальмо Γ_2 блокує водило другого планетарного ряду відносно корпусу КПП, а гальмо Γ_1 блокує від обертання здвоєну сонячну шестірню. Муфта вільного ходу $M_в$ запобігає обертанню водила другого планетарного ряду в напрямку обертання вхідного елемента.

Розглянемо докладно, як реалізуються певні швидкості в такій планетарній системі [9].

Швидкість 1

Перша швидкість є знижувальною й забезпечується блокуванням кільцевої шестірні першого планетарного ряду муфтою M_1 і блокуванням водила другого планетарного ряду муфтою вільного ходу (рис. 23).

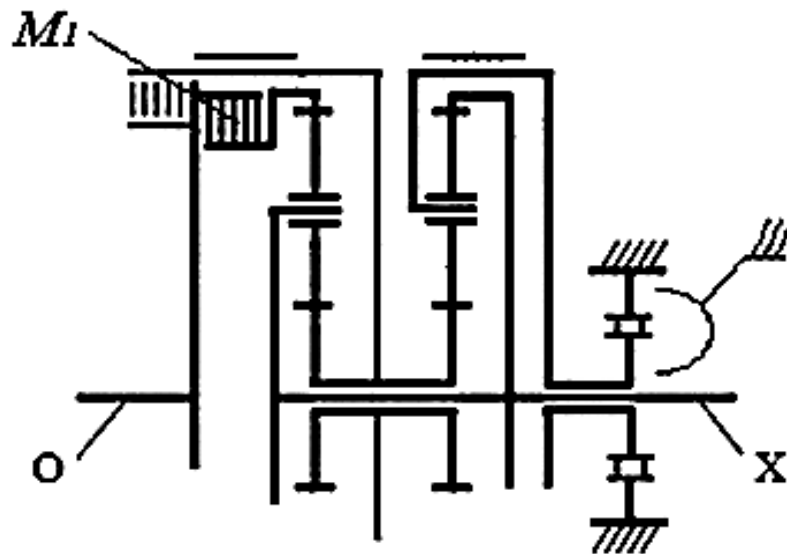


Рис. 23. Робота планетарної системи Сімпсона на першій передачі

Відобразимо картину розподілу лінійних швидкостей планетарного механізму при ввімкненні першої передачі, указавши кількість зубців на шестернях планетарної системи як $Z_1 - Z_6$ (рис. 24).

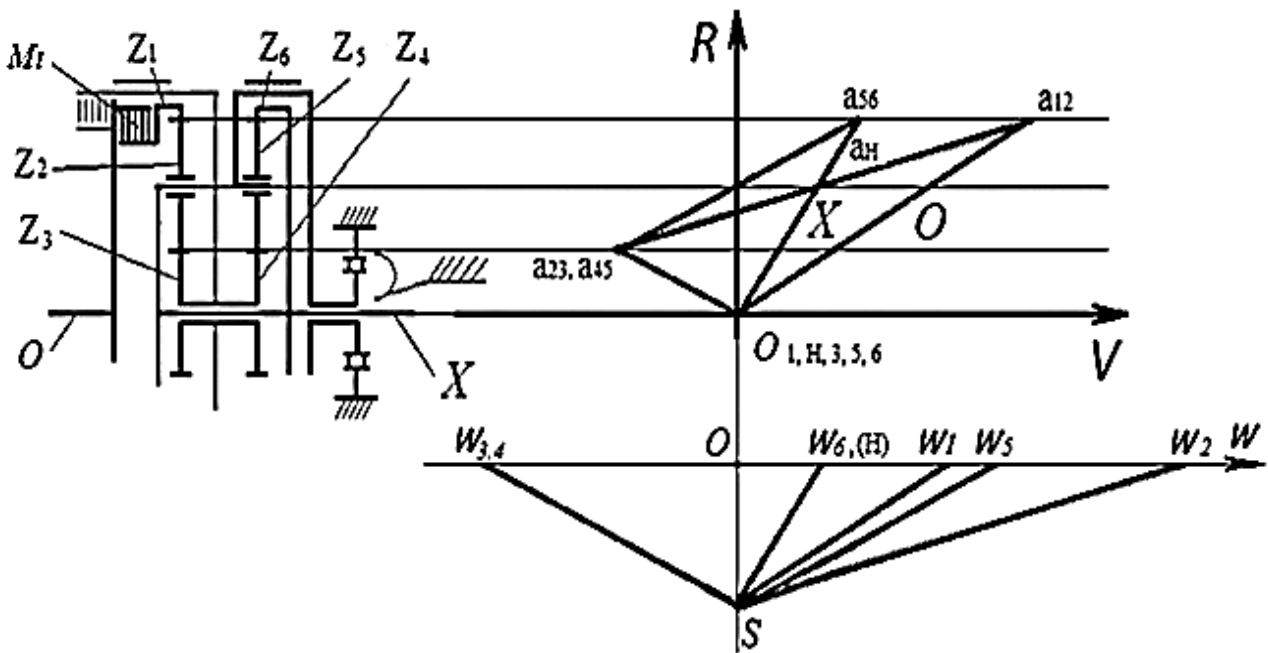


Рис. 24. Швидкості елементів ПР Сімпсона на першій передачі

Для забезпечення першої швидкості блокуються фрикційна муфта M_1 і муфта вільного ходу.

Така схема ввімкнення планетарного ряду є замкненою, отже, побудову картини лінійних швидкостей починаємо із замикальної ланки – водила першого ПР і кільцевої шестірні другого ПР. На плані швидкостей зобразимо її як відрізок $O-a_{56}$. Оскільки водило другого ПР є нерухомим, то швидкість сателіта Z_5 зобразимо відрізком $a_{45}-a_{56}$. Точка a_{45} буде характеризувати швидкість сателітів Z_5 , Z_2 і спільної сонячної шестірні $Z_3(Z_4)$. Швидкість центра сателіта Z_2 буде збігатися із швидкістю кільцевої шестірні Z_6 , тоді, побудувавши швидкість центра сателіта Z_2 , визначимо точку швидкості кільцевої шестірні – вхідної ланки a_{12} . З'єднавши точки a_{12} і O , отримаємо швидкість вхідної ланки – кільцевої шестірні Z_1 .

Розрахуємо передатне відношення для такої схеми ввімкнення планетарної системи.

Маючи замкнений планетарний механізм, запишемо загальне передатне відношення:

$$i_{заг} = i_{1H}^H + i_{1H}^{(3)}$$

Для замкнених планетарних механізмів передатне відношення визначається формулою Віллеса. Запишемо її для першого планетарного ряду:

$$i_{1H}^{(3)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = - \frac{z_3}{z_1}$$

Поділимо чисельник і знаменник на кутову швидкість водила ω_H :

$$i_{1H}^{(3)} = \frac{\frac{\omega_1}{\omega_H} - 1}{\frac{\omega_3}{\omega_H} - 1} = - \frac{z_3}{z_1}$$

Оскільки $\frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{\omega_1}{\omega_6} = i_{16}$ і $\frac{\omega_3}{\omega_H} = \frac{\omega_3}{\omega_6} = i_{36}$, то

$$i_{16} = i_{13}^H (i_{36} - 1) + 1,$$

$$i_{36} = i_{34} i_{45} i_{56} = 1 \left(- \frac{z_5}{z_4} \right) \left(\frac{z_6}{z_5} \right) = - \frac{z_6}{z_4}$$

Перепишемо вираз для i_{16} через відношення кількості зубців на елементах планетарного ряду:

$$i_{16} = \left(-\frac{z_3}{z_1}\right) \left(-\frac{z_6}{z_4}\right) + 1 - i_{13}^H.$$

Підставивши відношення кількості зубців замість i_{13}^H , одержимо передаточне відношення для першої передачі ряду Сімпсона:

$$U_1 = i_{16} = \frac{z_3}{z_1} \frac{z_6}{z_4} + 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$

Швидкість 2

Для реалізації другої, також знижувальної, передачі вмикається муфта M_1 і гальмо Γ_1 (рис. 25).

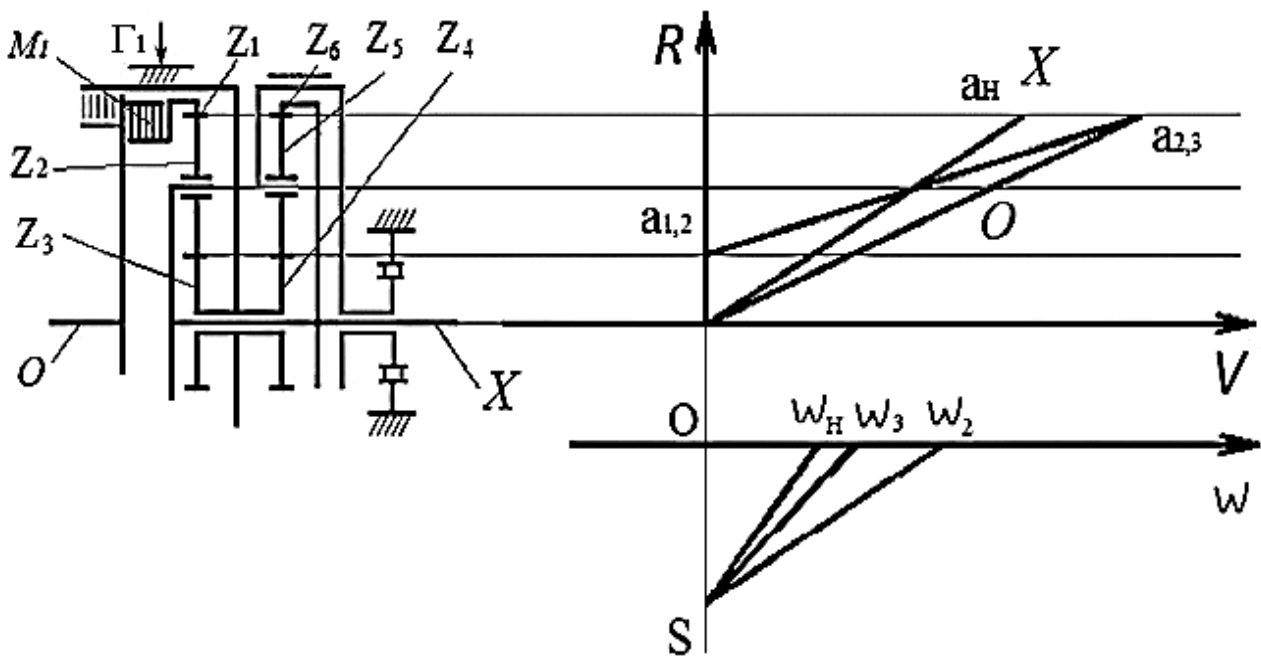


Рис. 25. Схема блокування та план швидкостей для другої передачі системи Сімпсона

На цій швидкості задіяно тільки один планетарний ряд – перший, а отже, передатне відношення в цьому випадку буде таким, як було розглянуто раніше в елементарному планетарному ряді – знижувальна передача із заблокованою сонячною шестірнею. У цьому випадку передатне відношення для другої швидкості буде таким [12]:

$$U_2 = 1 + \frac{z_1}{z_3}.$$

Швидкість 3

Третя передача в автоматичній коробці із використанням системи Сімпсона буде прямою, тобто кутова швидкість на вході й виході буде однаковою. Для реалізації такого режиму роботи блокуються муфти M_1 і M_2 . У такому випадку в першому ПР кільцева й сонячна шестерні матимуть

однакову кутову швидкість, а отже, швидкість водила буде такою самою, як і швидкості зазначених елементів (рис. 26).

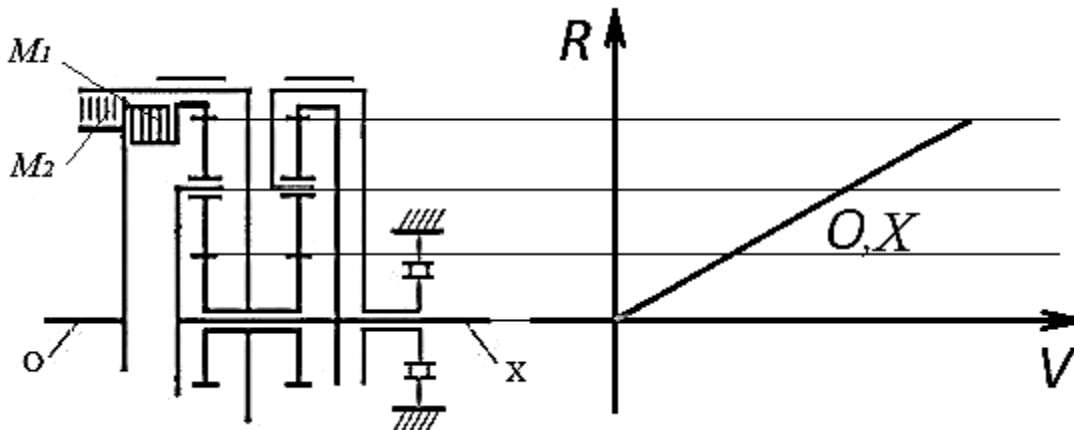


Рис. 26. Третя (пряма) передача в системі Сімпсона

Передатне відношення

$$U_3 = 1.$$

Задня передача

Задня передача реалізується в другому планетарному ряді внаслідок блокування водила, крутний момент від двигуна передається на сонячну шестірню. Отже, для ввімкнення задньої передачі мають блокуватися гальмо Γ_2 і муфта M_2 (рис. 27):

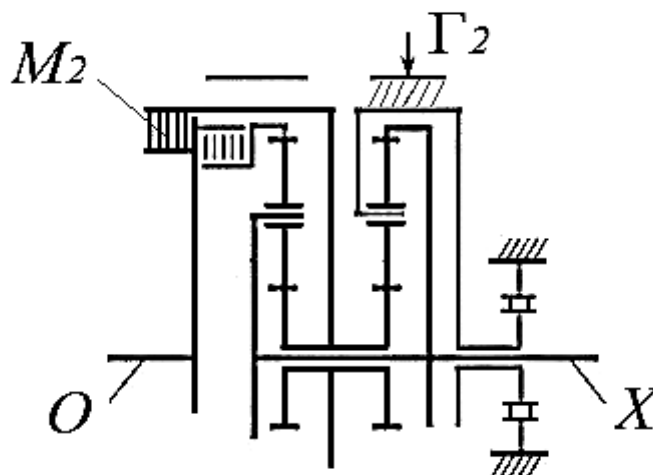


Рис. 27. Схема ввімкнення задньої передачі

Таким чином, реалізовано роботу механізму із вхідною ланкою – сонячною шестірнею. Передатне відношення в цьому випадку

$$U_{3п} = - \frac{z_6}{z_4}.$$

Отже, реверсування напрямку обертання буде проходити зі зниженням швидкості обертання, тобто маємо знижувальну задню передачу.

3.2. Планетарна система Равіньо (Ravigneaux gearset)

Планетарна система Равіньо має у своєму складі два неповні планетарні ряди (тому її іноді називають «півторушною»), з'єднані спільними сателітами (рис. 28).

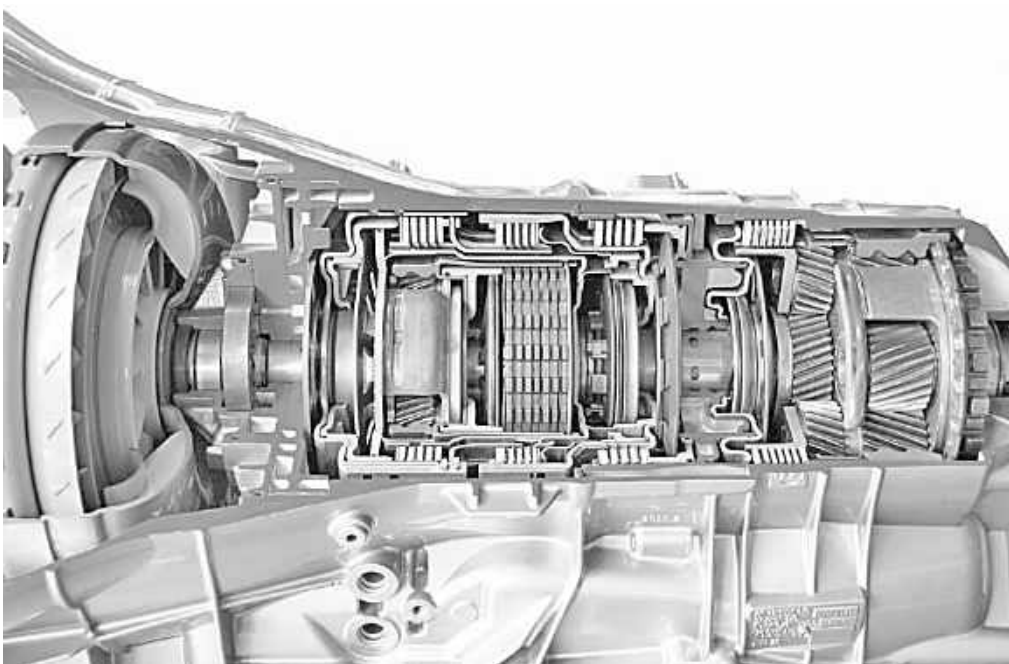


Рис. 28. Зовнішній вигляд АКПП, побудованої на базі планетарного ряду Равіньо [13]

Пол Равіньо отримав патент на свій винахід 1949 року. До складу пропонованого механізму входили дві кільцеві шестерні й два набори сателітів на одному водилі, причому три сателіти є проміжною ланкою між сателітами, які з'єднують два планетарні ряди, і тому називаються спареними [14]. Використання одного водила для двох комплектів сателітів зробило систему Равіньо меншою за габаритами порівняно з аналогами й більш простою при її виготовленні (рис. 29).

У базовому варіанті планетарна система Равіньо має одну швидкість назад і чотири швидкості вперед. Перша й друга швидкості – знижувальні передачі, третя, як і в системі Сімсона, – пряма, а четверта – підвищувальна, яку в англійській літературі називають overdrive.

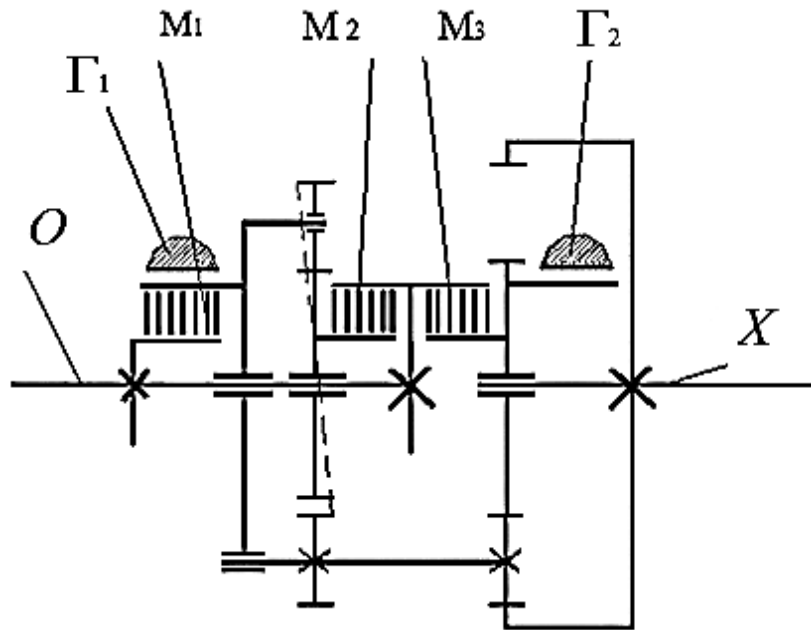


Рис. 29. Схема планетарного ряду Равіньо

Така конструкція окрім зубчастих механізмів має фрикціони – такі, що блокують елементи ПР між собою (муфти M_1 , M_2 , M_3), і такі, що блокують елементи планетарного ряду відносно корпусу коробки перемикання передач (Γ_1 , Γ_2).

Швидкість 1

Розглянемо дію планетарного механізму на першій передачі. Для ввімкнення ПР на знижувальній передачі необхідно ввімкнути муфту M_2 і зупинити водило відносно корпусу гальмом Γ_1 (рис. 30).

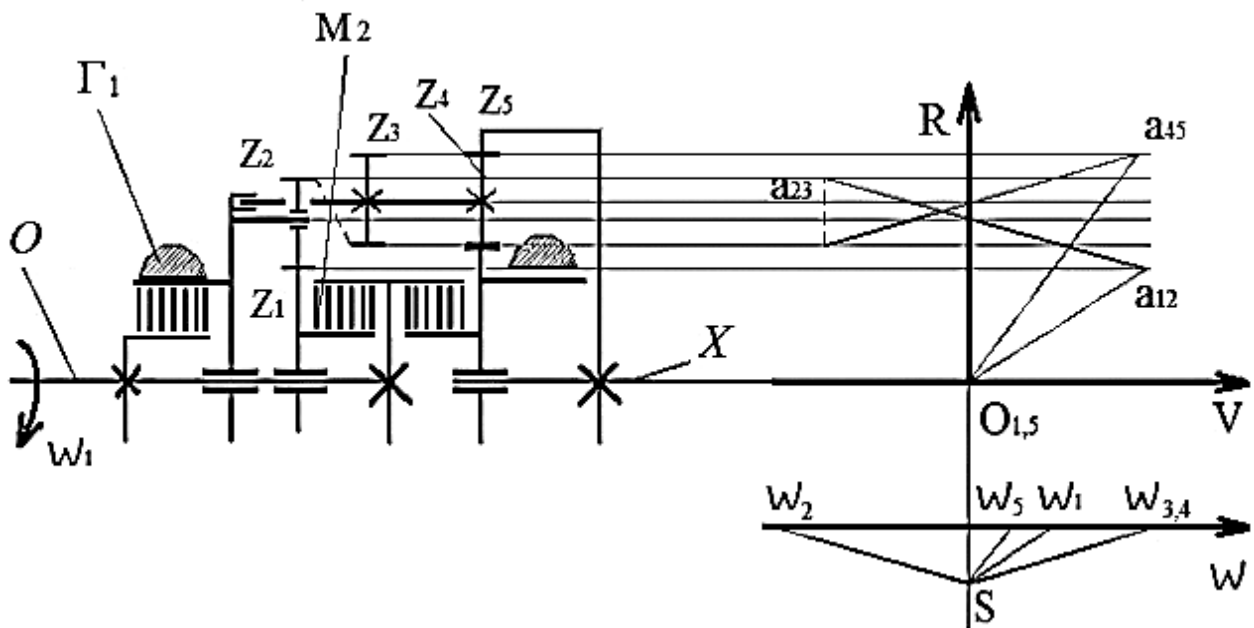


Рис. 30. Розподіл швидкостей на першій передачі ряду Равіньо

Визначимо передатне відношення на першій передачі. Оскільки водило є зупиненим, то крутний момент передається від вхідної ланки до вихідної:

$$U_1 = i_{1,5} = i_{1,2} i_{2,3} i_{3,4} i_{4,5} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(-\frac{z_3}{z_2}\right) \frac{z_4}{z_3} \frac{z_5}{z_4} = \frac{z_5}{z_1}.$$

Таким чином, передатне відношення на першій знижувальній швидкості дорівнює відношенню кількості зубців кільцевої шестірні другого планетарного ряду до кількості зубців сонячної шестірні першого ряду.

Швидкість 2

Для ввімкнення другої передачі, яка також є знижувальною, необхідно, щоб гальмо Γ_2 заблокувало сонячну шестірню другого планетарного ряду, а муфта M_2 передавала крутний момент на сонячну шестірню першого планетарного ряду (рис. 31).

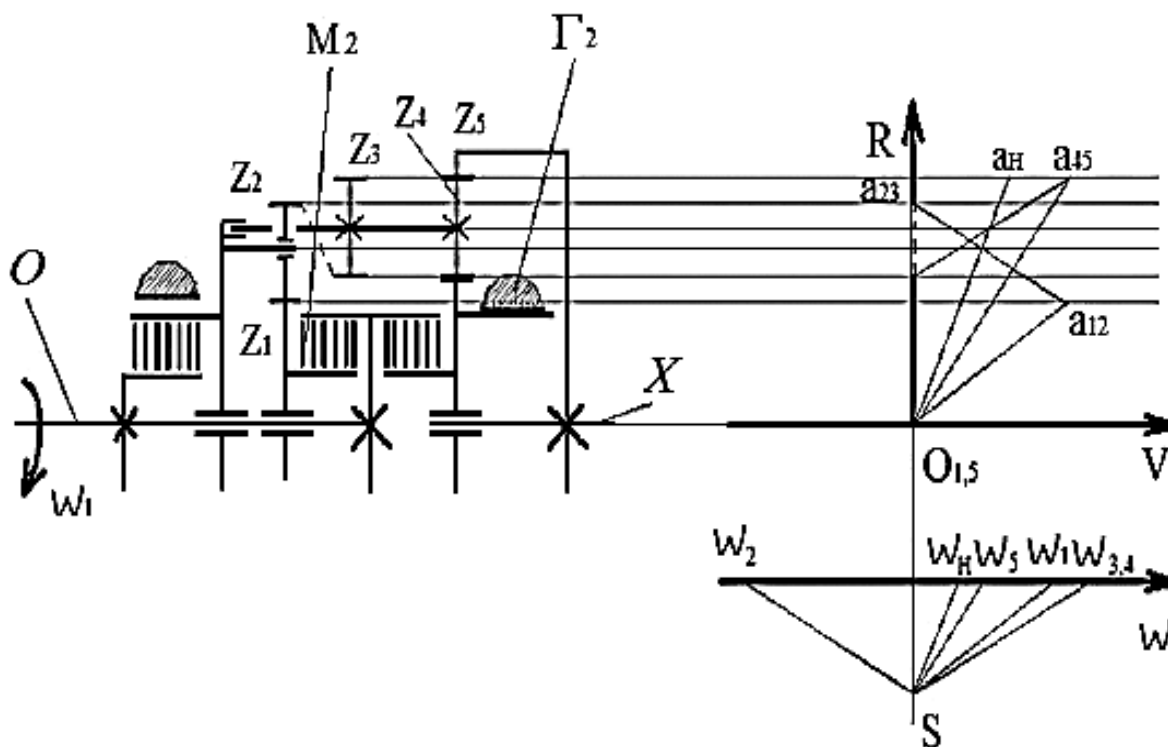


Рис. 31. Розрахунок швидкості на другій передачі ряду Равіньо

Розрахунок передатного числа виконаємо з допомогою методу зупинки водила:

$$i_{1H}^{(3)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = i_{12}^H i_{23}^H = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(-\frac{z_3}{z_2}\right) = \frac{z_3}{z_1};$$

$$i_{54}^{(H)} = \frac{\omega_5 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = i_{53} \quad i_{34} = -\frac{z_5}{z_4};$$

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_5} - \frac{\omega_H}{\omega_5}}{\frac{\omega_3 - \omega_H}{\omega_5} - \frac{\omega_H}{\omega_5}} = \frac{i_{15} - i_{H5}}{i_{35} - i_{H5}};$$

$$i_{15} = i_{1H}^{(3)} (i_{35} - i_{H5}) + i_{H5}.$$

Визначимо передатне відношення між колесами z_1 і z_3 при зупиненому водилі:

$$i_{13}^{(H)} = \frac{z_3}{z_1};$$

$$i_{35} = i_{33} \cdot i_{35} = \frac{z_5}{z_3};$$

$$i_{54}^{(H)} = \frac{\omega_5 - \omega_H}{0 - \omega_H} = -i_{5H} + 1 = -\frac{z_5}{z_4};$$

$$i_{5H} = 1 - i_{54}^{(H)};$$

$$i_{5H} = \frac{1}{i_{H5}};$$

$$U_2 = i_{15} = \frac{z_3}{z_1} \left(\frac{z_5}{z_3} - \frac{z_4}{z_5 + z_4} \right) + \frac{z_4}{z_5 + z_4}.$$

Швидкість 3

Третя швидкість у ПР Равіньо, як і в системі Сімпсона, буде прямою. Блокування планетарної системи відбувається після увімкнення муфт M_1 і M_2 . Водило й сонячна шестірня першого планетарного ряду блокуються між собою, усі елементи (спарений сателіт, кільцева шестірня) мають таку саму швидкість, що й вхідний елемент планетарної системи, а отже,

$$U_3 = i_{15} = 1.$$

Швидкість 4

Четверта швидкість в системі Равіньо є підвищувальною й реалізується в другому планетарному ряді внаслідок блокування муфти M_1 і гальма Γ_2 . У цьому випадку працює тільки другий ПР в режимі

мультиплікатора. При блокуванні сонячної шестірні вираз для передатного відношення має вигляд [15]:

$$U_4 = i_{H,5} = \frac{z_5}{z_1 + z_5}.$$

Задня швидкість

Для ввімкнення передачі заднього ходу блокуються гальмо Γ_1 і муфта M_3 . Таким чином, маємо реверсну передачу в другому планетарному ряді зі вхідним елементом – сонячною шестірнею. У цьому випадку вмикається знижувальна передача зі змінням напрямку обертання, а передатне відношення

Завдання для самоконтролю

Розрахувати передатні відношення швидкостей планетарної системи Лепелетьє [16], показаної на рис. 32. Блокувальні елементи, що використовуються для ввімкнення передач, наведено в табл. 1.

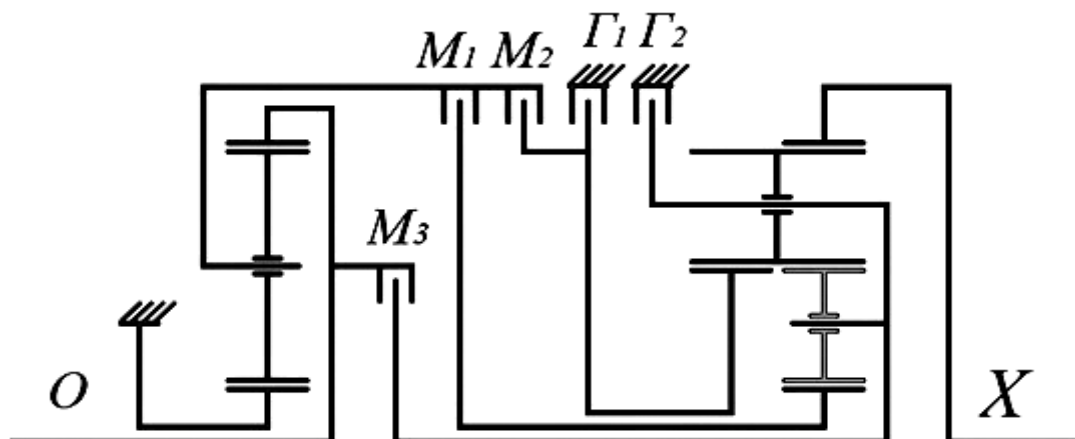


Рис. 32. Схема планетарної системи Лепелетьє

Таблиця 1

Увімкнення блокувальних механізмів системи Лепелетьє

| Швидкість | Фрикційний елемент | | | | |
|-----------|--------------------|-------|-------|------------|------------|
| | M_1 | M_2 | M_3 | Γ_1 | Γ_2 |
| Задня | | X | | | X |
| I | X | | | | X |
| II | X | | | X | |
| III | X | X | | | |
| IV | X | | X | | |
| V | | X | X | | |
| VI | | | X | X | |

4. ФРИКЦІЙНІ ЕЛЕМЕНТИ АВТОМАТИЧНИХ КОРОБОК ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ

4.1. Види блокувальних елементів і матеріали, що використовуються при їх виготовленні

У планетарних механічних системах коробок перемикання передач для ввімкнення необхідної швидкості треба довести до одиниці ступінь свободи шестеренного механізму. Для цього в планетарній системі застосовуються механізми блокування, які за принципом дії можна поділити на три види [2]:

- гальма;
- блокувальні муфти;
- обгінні муфти (МВХ).

Гальма призначені для зупинки обертового елемента відносно корпусу коробки передач. Така дія є необхідною, наприклад, при вмиканні другої швидкості в системі Равіньо, коли сонячна шестірня другого ПР блокується від обертання.

Конструктивно гальмівний фрикційний елемент може бути виконаний у двох варіантах – у вигляді багатодискового зчеплення (рис. 33, а) і у вигляді гальмівної стрічки, закріпленої на корпусі АКПП, що затискає елемент, який обертається, з допомогою гідравлічного циліндра (рис. 33, б).

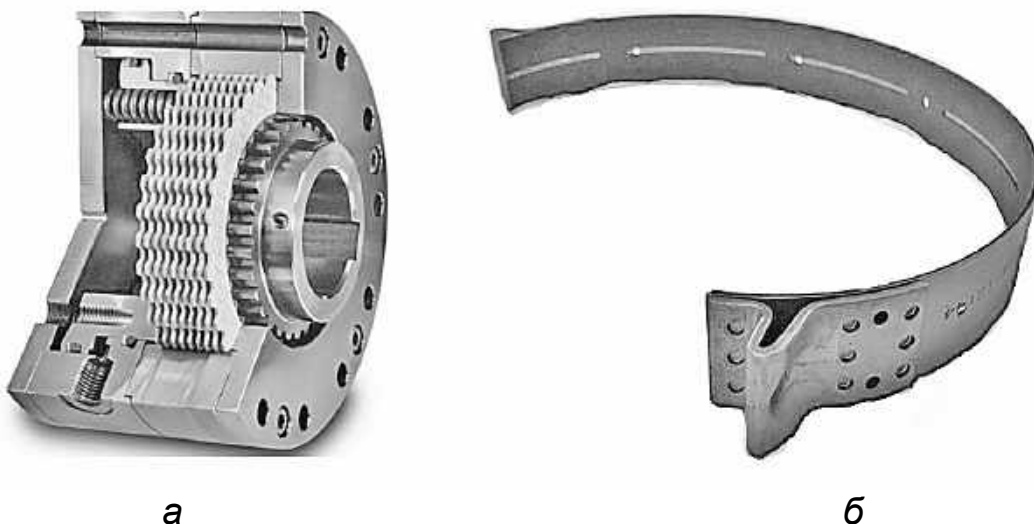


Рис. 33. Конструкція фрикційних елементів АКПП:
а – багатодискового гальма; б – гальмівної стрічки

Призначення блокувальної муфти полягає у блокуванні від обертання між собою двох елементів планетарного ряду. В автоматичних

коробках передач для цього майже завжди застосовується багатодисковий фрикціон, зовнішні зубці дисків якого входять у відповідні пази на внутрішній поверхні одного елемента, а зубці внутрішні – у відповідні канавки іншого елемента.

Багатодискова муфта вмикається, коли гідравлічний поршень під дією тиску мастила стискає два комплекти фрикційних дисків, блокуючи таким чином елемент, що обертається, відносно корпусу КПП.

Для блокування за допомогою гальмівної стрічки приводиться в дію гідравлічний поршень, шток якого затискає вільний кінець стрічки.

Принцип дії і конструкція муфти вільного ходу АКПП аналогічні розглянутому механізму блокування реактора гідротрансформатора. МВХ використовуються для блокування від обертання елементів ПР в одному напрямку (наприклад, блокування водила на першій передачі планетарного ряду Сімпсона) і не потребують керування ззовні.

Мінімально можливі розміри блокувальних елементів (мінімальної поверхні тертя) забезпечуються правильним підбором матеріалів фрикційних накладок гальмівних пристроїв. Так, усі матеріали, що використовуються для виготовлення фрикційних елементів, можна поділити на три групи:

- металеві;
- неметалеві;
- металокерамічні.

Із металевих елементів, що використовуються у фрикційних муфтах, найчастіше встановлюються сталеві диски в парі зі сталевими, полімерними, металокерамічними та матеріалами на целюлозній основі. Металеві диски виготовляють зі сталі 40, 45, 65Г, 30ХГСА, У-7, У-8 та ін. Зазвичай пару сталь – сталь використовують обмежено, оскільки при неналежному охолодженні і змащенні такі диски мають здатність тужавіти, через що на поверхні тертя виникають задири й викришування матеріалу, перегрів і, як наслідок, деформація та зменшення поверхні тертя.

Як неметалеві фрикційні матеріали використовуються композиційні накладки на основі азбесту, який може витримувати високі температури і в парі із сталлю має досить високий коефіцієнт тертя. Зв'язувальною речовиною в таких композиційних накладках можуть бути різні полімерні смоли або синтетичний каучук. Зносостійкість цих неметалевих сполук є порівнянною зі зносостійкістю сталі або чавуну.

Сталь і, тим паче, композиційні матеріали, мають відносно низьку теплопровідність, а оскільки при буксуванні фрикційних елементів виділяється велика кількість тепла, яке має відводитись від зони тертя, до складу фрикційних елементів додають матеріали із високою теплопровідністю, такі як мідь, алюміній, латунь у вигляді дрібно порізаного дроту, стружки або порошку. Для підвищення певних властивостей до складу матеріалу накладок додають різні сполуки. Так,

оксид цинку підвищує зносостійкість, оксид заліза – коефіцієнт тертя, графіт – термостійкість.

Металокерамічні матеріали, які застосовуються при виготовленні фрикційних елементів, мають багато переваг перед зазначеними вище: на робочих поверхнях не виникають задири, ці матеріали не тужавіють, мають достатню теплопровідність і високий коефіцієнт тертя по сталі. До складу металокерамічного елемента можуть входити хром, нікель, мідь, залізо, олово, свинець, цинк, графіт, а також оксиди алюмінію, хрому та кремнію. Фрикційні елементи виготовляють шляхом пресування цих складових при температурі 700...800 °С і тиску 100...600 МПа. До основних переваг металокерамічних фрикціонів слід віднести низьку чутливість до перегріву й високих робочих тисків, що дає змогу виготовляти більш компактні блокувальні пристрої. Мінімальний і максимальний коефіцієнти тертя в мастилі μ_{min} , μ_{max} та максимальний питомий тиск q деяких фрикційних пар наведено в табл. 2 [2].

Таблиця 2

Основні параметри певних пар тертя в мастилі

| Пара тертя | μ_{min} | μ_{max} | q , МПа |
|---------------------------------------|-------------|-------------|-----------|
| Сталь – сталь | 0,07 | 0,03 | 1,0 |
| Сталь – чавун | 0,07 | 0,03 | 1,2 |
| Сталь – азбокаучук | 0,15 | 0,07 | 2,5 |
| Сталь – металокераміка на основі міді | 0,12 | 0,08 | 4 |

4.2. Розрахунок багатодискового фрикційного елемента

Розглянемо процес розрахунку багатодискового фрикціону [2]. На рис. 34 зображено вхідний О та вихідний Х вали і зв'язані з ними зовнішню 1 та внутрішню 3 ступиці, у пази яких входять фрикційні диски. Робоча рідина для гідравлічного поршня 2 подається через канал ведучого вала 4 під тиском P . Фрикційні елементи й поршень мають форму кільця із внутрішніми $R_{вн}$ і зовнішнім $R_{зовн}$ радіусами.

Запишемо розрахункове рівняння для обчислення площі робочої поверхні фрикційного диска:

$$F = 2 \pi R_{сер} b (1 - \lambda),$$

де $R_{сер}$ – середній радіус поверхні тертя фрикційного диска; b – ширина поверхні тертя диска; λ – коефіцієнт, у якому враховується зменшення площі тертя через наявність канавок охолодження на робочих поверхнях фрикційних елементів.

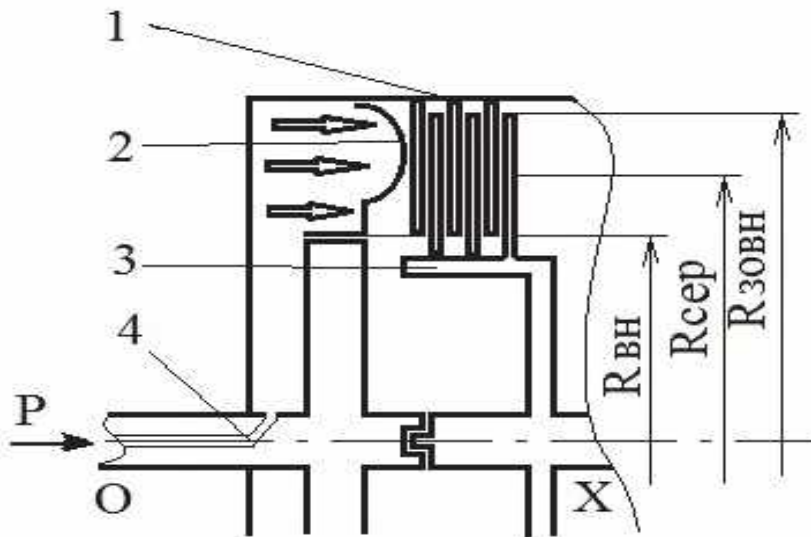


Рис. 34. Розрахункова схема багатодискового фрикціона

Обчислимо тиск на поверхню тертя:

$$q = \frac{P}{2 \pi R_{сер} b (1 - \lambda)}$$

Знайдемо елементарний момент тертя всього комплексу фрикційних дисків:

$$dM_{\phi} = 2 \pi z \mu q r^2 dr,$$

де z – кількість пар тертя; μ – коефіцієнт тертя; r – поточний радіус.

Зінтегруємо цей вираз за радіусом:

$$M_{\phi} = \frac{2}{3} \pi z \mu q (R_{зовн}^3 - R_{вн}^3) (1 - \lambda),$$

де $R_{вн}$ і $R_{зовн}$ – відповідно внутрішній і зовнішній радіуси поверхні тертя.

Знайдемо середній радіус робочих поверхонь через внутрішній і зовнішній радіуси:

$$R_{сер} = \frac{R_{зовн} - R_{вн}}{2} = \frac{R_{зовн}}{2} (1 - \gamma),$$

де $\gamma = \frac{b}{R_{зовн}}$ – коефіцієнт ширини поверхні тертя фрикційного диска, $\gamma = 0,15 \dots 0,25$.

Розрахуємо кількість пар тертя, необхідну для передачі наявного моменту:

$$z = \frac{M_{\phi}}{2 \pi \mu_{min} q b R_{сер} (1 - \lambda)}$$

При проектуванні багатодискових фрикційних елементів осьове зусилля P , що обмежується тільки граничним питомим тиском $[q]$ на поверхні тертя, розраховують за формулою

$$P = 2 [q] \pi b R_{сер}$$

Радіуси дисків у такому випадку задають із конструктивних міркувань, а сила P буде початковим параметром розрахунку площі поршня:

$$F_{п} = \frac{P - P_{пр}}{P_{м}}$$

де $P_{м}$ – тиск мастила в системі; $P_{пр}$ – зусилля зворотних пружин.

В переважній більшості виготовлених конструкцій зчеплення всі елементи обертаються разом із корпусом. Корпус заповнено робочою рідиною, тиск в об'ємі мастила є неоднаковим і залежить від швидкості обертання й відстані від осі обертання, оскільки на елементарний об'єм рідини діє відцентрова сила (рис. 35).

Припустимо, що мастило підводиться до корпусу, що обертається з кутовою швидкістю ω на радіусі R_0 . Знайдемо відцентрову силу, що діє на одиничний елемент об'єму заввишки dr :

$$dp = \rho \omega^2 R dr,$$

де ρ – густина мастила.

Зінтегрувавши отримане рівняння за радіусом від R_0 до R , знайдемо додатковий тиск, що виникає під дією відцентрової сили на радіусі R :

$$p_{відц} = \rho \omega^2 \frac{R^2 - R_0^2}{2}$$

На елементарну кільцеву площу фрикціона діє сила

$$dP_{відц} = 2 p_{відц} \pi R dR.$$

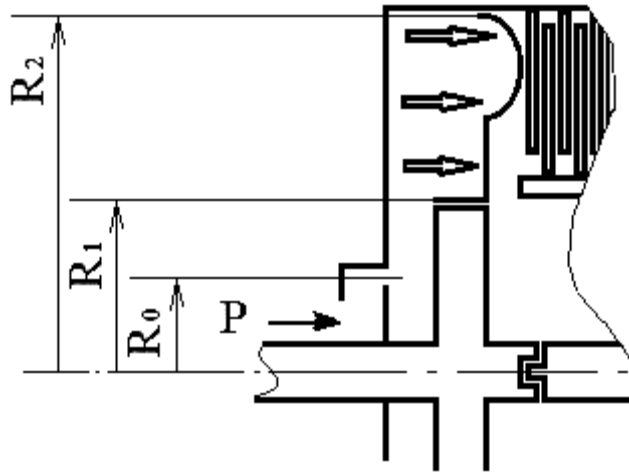


Рис. 35. Розрахункова схема із урахуванням додаткового тиску

Підставивши значення $p_{відц}$, отримаємо

$$dP_{відц} = \pi \rho \omega^2 (R^2 - R_0^2) R dR.$$

Зінтегруємо це рівняння за радіусом від R_2 до R_1 :

$$P_{відц} = \frac{\pi}{4} \rho \omega^2 (R_1^2 - R_2^2)(R_1^2 + R_2^2 - 2R_0^2).$$

4.3. Розрахунок стрічкового гальмівного фрикційного елемента

У стрічкових гальмівних елементах момент виникає внаслідок тертя фрикційного елемента гнучкої стрічки або самої стрічки по поверхні циліндричного гальмівного шків. Розглянемо процес розрахунку простого стрічкового фрикціону, тобто такого, у якому один кінець гальмівної стрічки прикріплено до нерухокої шарнірної опори, а інший – сприймає навантаження від керувального елемента.

На рис. 36 відображено гальмівний барабан 2, що обертається в напрямку 4 і гальмується стрічкою 3, яку закріплено з одного краю шарніром 1, а з іншого – виконавчим механізмом 5.

Таке гальмо є гальмом односторонньої дії, тобто при обертанні в напрямку дії сили t з тією ж замикальною силою, що створюється виконавчим механізмом (наприклад, гідравлічним поршнем), максимальне зусилля створюється на тому кінці стрічки, який закріплено шарнірно. Ця сила в $e^{f\alpha}$ разів менша, ніж при обертанні шківів в зворотному напрямку, а отже, і гальмівний момент також буде в $e^{f\alpha}$ разів меншим.

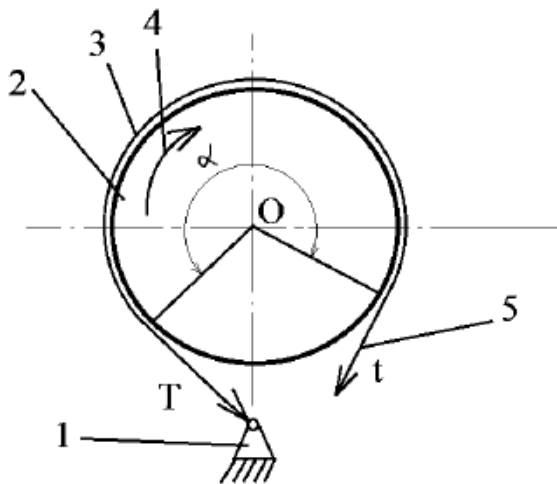


Рис. 36. Розрахункова схема стрічкового циліндра

У випадку огинання гнучкою стрічкою гальмівного елемента для визначення гальмівного моменту можна використовувати відоме рівняння Ейлера. Визначимо сили T і t :

$$T = \frac{P e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}, \quad t = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1},$$

де f – коефіцієнт тертя між гальмівним барабаном і фрикційним матеріалом стрічки; α – кут обхвату шків стрічкою, рад; P – колове зусилля, Н,

$$P = \frac{2 M_{\Gamma}}{D}.$$

Тут D – діаметр шків, м.

Гальмівний момент, що утворюється стрічковим гальмом, визначається формулою

$$M_{\Gamma} = t (e^{f\alpha} - 1) R = T R \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}.$$

Оскільки коефіцієнт тертя входить до показника степеня, то навіть його невелика зміна спричиняє значну зміну гальмівного моменту.

Ширину тормозної стрічки визначають виходячи із максимально допустимого тиску фрикційних елементів:

$$b = \frac{2 T}{D [q]}$$

Завдання для самоконтролю

Виконати розрахунок блокувальних елементів – багатодискового фрикціону та гальмівної стрічки - за такими початковими даними: $M_{\Gamma} = 400$ Н, $R = 100$ мм (для багатодискового фрикціону $R_{зовн}$), $\alpha = 300^\circ$ (для стрічкового фрикціону), кількість пар тертя – 3 (для багатодискового фрикціону), матеріал пар тертя – «сталь – азбокаучук».

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Вернер, Микнас. Автомобильные сцепления, трансмиссии, приводы [Текст] : пер. с нем. / Микнас Вернер, Райнер Попиоль, Аксель Шпренгер. – М. : За рулём, 2012. – 356 с.
2. Харитонов, С. А. Автоматические коробки передач [Текст] / С. А. Харитонов. – М. : Астрель, 2003. – 479 с.
3. Гидротрансформатор АКПП – Он же «Бублик» [Электронный ресурс] : Режим доступа: [https:// motoran.ru/interesnoe/gidrotransformator-akpp](https://motoran.ru/interesnoe/gidrotransformator-akpp). – 23.09.2018.
4. Ремонт вискомуфты вентилятора [Электронный ресурс] : Режим доступа: <https://www.drive2.ru/l/4055283/>. – 9.09.2018.
5. Куликов, М. И. Лесные машины [Текст] : консп. лекций. Ч. 2 / М. И. Куликов; Петрозаводский государственный университет. – Петрозаводск, 1997. – 106 с.
6. Всё о коробке передач [Электронный ресурс] : Режим доступа: <https://akppgid.ru/remont/gidrotransformator-na-akpp.html>. – 9.09.2018.
7. Конструкция автомобилей и тракторов [Электронный ресурс] : Режим доступа: <https://megapredmet.ru/1-79321.html>. – 10.09.2018.
8. Проектирование узлов и агрегатов авиационно-космической техники [Текст] : учеб. пособие / В. Н. Доценко и др. – Харьков : ХАИ, 2013. – 328 с.
9. PelletierPhysics. Simpson compound planetary gear set [Electronic resource] : Access mode: <https://www.youtube.com/watch?v=r1BYOOJKyaQ>. – 10.09.2018.
10. Everything You Wanted to Know About Automatic Transmissions [Electronic resource] : Access mode: <https://www.bmwblog.com/2011/02/11/almost-everything-you-wanted-to-know-about-automatic-transmissions-but-were-afraid-to-ask/>. – 10.09.2018.
11. Ate up with motor. Secrets of the Simpson Gearset [Electronic resource] : Access mode: <https://ateupwithmotor.com/terms-technology-definitions/simpson-gearset/>. – 10.09.2018.
12. Планетарные передачи [Текст] : справочник / В. Н. Кудрявцев и др. – Л. : Машиностроение, 1977. – 536 с.

13. АКПП Сервис [Электронный ресурс] : Режим доступа: <http://akpp61.ru/2011/09/16/gidrotransformator-akpp-ego-ustrojstvo-i-princip-raboty/>. – 11.09.2018.
14. Ravigneaux planetary gaset [Electronic resource] : Access mode: https://en.wikipedia.org/wiki/Ravigneaux_planetary_gaset. – 1.09.2018.
15. Ткаченко, В. А. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) [Текст] / В. А. Ткаченко. – Харьков : ХАИ, 2003. – 446 с.
16. PAT. 5106352 France, F16H 57/10. Multispeed automatic transmission for automobile vehicles / Pierre A.G. Lepelletier. – № 625128. Filed:10.12.1990; Date of patent: 21.04.1992.
17. Устройство и принцип работы многодисковой фрикционной муфты [Электронный ресурс] : Режим доступа: <https://techautoport.ru/transmissiya/sceplenie-i-mufty/mnogodiskovaya-friktsionnaya-mufta.html>. – 13.09.2018.

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| ПЕРЕДМОВА | 3 |
| 1. ОСНОВНІ ВІДОМОСТІ ПРО АВТОМАТИЧНІ КОРОБКИ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ ТА ЇХ СКЛАДОВІ ЧАСТИНИ | 4 |
| 1.1. Гідромufta | 4 |
| 1.2. Гідротрансформатор | 9 |
| 1.3. Блокування гідротрансформатора | 13 |
| 1.4. Mufta вільного ходу | 14 |
| 1.5. Розрахунок муфти вільного ходу | 15 |
| 2. ПРИНЦИП ДІЇ ЕЛЕМЕНТАРНОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ | 19 |
| 2.1. Знижувальна передача | 20 |
| 2.2. Підвищувальна передача | 22 |
| 2.3. Передача заднього ходу | 25 |
| 2.4. Пряма передача | 26 |
| 2.5. Нейтральна передача | 26 |
| 3. СИСТЕМИ ПЛАНЕТАРНИХ ПЕРЕДАЧ | 27 |
| 3.1. Планетарний ряд Сімпсона (Simpson gearset) | 27 |
| 3.2. Планетарна система Равіньо (Ravigneaux gearset) | 33 |
| 4. ФРИКЦІЙНІ ЕЛЕМЕНТИ АВТОМАТИЧНИХ КОРОБОК ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ | 38 |
| 4.1. Види блокувальних елементів і матеріали, що використовуються при їх виготовленні | 38 |
| 4.2. Розрахунок багатодискового фрикційного елемента | 40 |
| 4.3. Розрахунок стрічкового гальмівного фрикційного елемента | 43 |
| БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК | 45 |

Навчальне видання

Сілевич Володимир Юрійович

АВТОМАТИЧНІ КОРОБКИ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ

Редактор Т. О. Іващенко

Зв. план, 2019

Підписано до друку 19.04.2019

Формат 60x84 1/16. Папір офс. № 2. Офс. друк

Ум. друк. арк. 2,7. Обл.-вид. арк. 3,0. Наклад 100 пр.

Замовлення 132 . Ціна вільна

Видавець і виготовлювач

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського

«Харківський авіаційний інститут»

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

<http://www.khai.edu>

Видавничий центр «ХАІ»

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

izdat@khai.edu

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
виробничої продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001