

Тема 7. Шестеренні кліті та редуктори.

Традиційна схема головного приводу прокатного стану включає редуктор, який забезпечує необхідне передатне число між електродвигуном і робочою кліттю, і шестеренну кліть, призначену для розподілу моменту, що передається між валками робочої кліті. У багатьох випадках, коли передатне число редуктора менше чотирьох і потужність приводу невелика, редуктор об'єднують із шестеренною клітиною в одному корпусі. Як правило, такі комбіновані шестеренні кліті-редуктори виготовляють для багатовалкових станів.

Редуктор застосовують при частоті обертання робочих валків менше 250 об/мин і лише в тому випадку, якщо його вартість не перевищує різниці вартості тихохідного та швидкохідного електродвигунів. При більшій кількості оборотів вигіднішим є привід з тихохідним електродвигуном без редуктора. Так, у товстолистових реверсивних станів редуктори не використовуються, оскільки тихохідний електродвигун легше реверсується.

Великий інтерес представляють адаптивний та рекуперативний приводи з планетарними редукторами (диференціалами) (рис. 1).

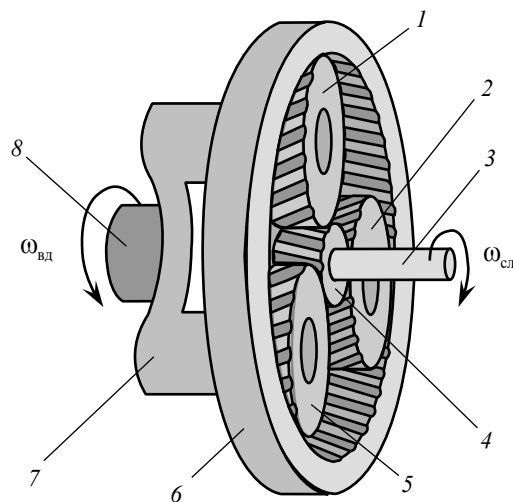


Рис. 1. Планетарна зубчаста передача: 1, 2, 5 — сателіти; 3 — вхідний вал; 4 — центральна (сонячна) шестерня; 6 — зубчасте колесо; 7 — водило; 8 — вихідний вал ($\omega_{сл}$ — кутова швидкість обертання сонячної шестерні; $\omega_{вд}$ — кутова швидкість обертання водила планетарної передачі)

Основа планетарного редуктора - планетарна зубчаста передача, що містить зубчасті колеса (сателіти) з геометричними осями, що переміщуються. Осі сателітів прикріплені до водила.

На швидкохідному вхідному валу редуктора встановлюють сонячну шестерню. Сателіти, обертаючись, оббігають сонячну шестерню та переміщуються разом із водилом. Водило кріпиться на тихохідному вихідному валу редуктора. Вінцеве зубчасте колесо нерухомо з'єднується із корпусом редуктора.

Передаточна кількість планетарного редуктора

$$i_{рд} = \frac{\omega_{сл}}{\omega_{вд}},$$

де $\omega_{сл}$, $\omega_{вд}$ - Кутова швидкість сонячної шестерні і кутова швидкість водила.

Якщо планетарної передачі вінцевому колесу дана можливість обертатися, то таку передачу називають диференціалом. В цьому випадку швидкість обертання водила складається зі швидкостей обертання сонячної шестерні та вінцевого зубчастого колеса:

$$\omega_{вд} = \frac{\omega_{сл}}{1 + \frac{z_{к.вц}}{z_{сл}}} + \frac{\omega_{к.вц} \frac{z_{к.вц}}{z_{сл}}}{1 + \frac{z_{к.вц}}{z_{сл}}},$$

де $\omega_{к.вц}$ - Кутова швидкість вінцевого колеса; $z_{к.вц}$, $z_{сл}$ - Число зубів вінцевого колеса і число зубів сонячної шестерні.

Адаптивним (тим, що самоналаштовується) називається такий привід, в якому силова взаємодія валків з металом диктує кінематику руху валків (рис. 2, а, б).

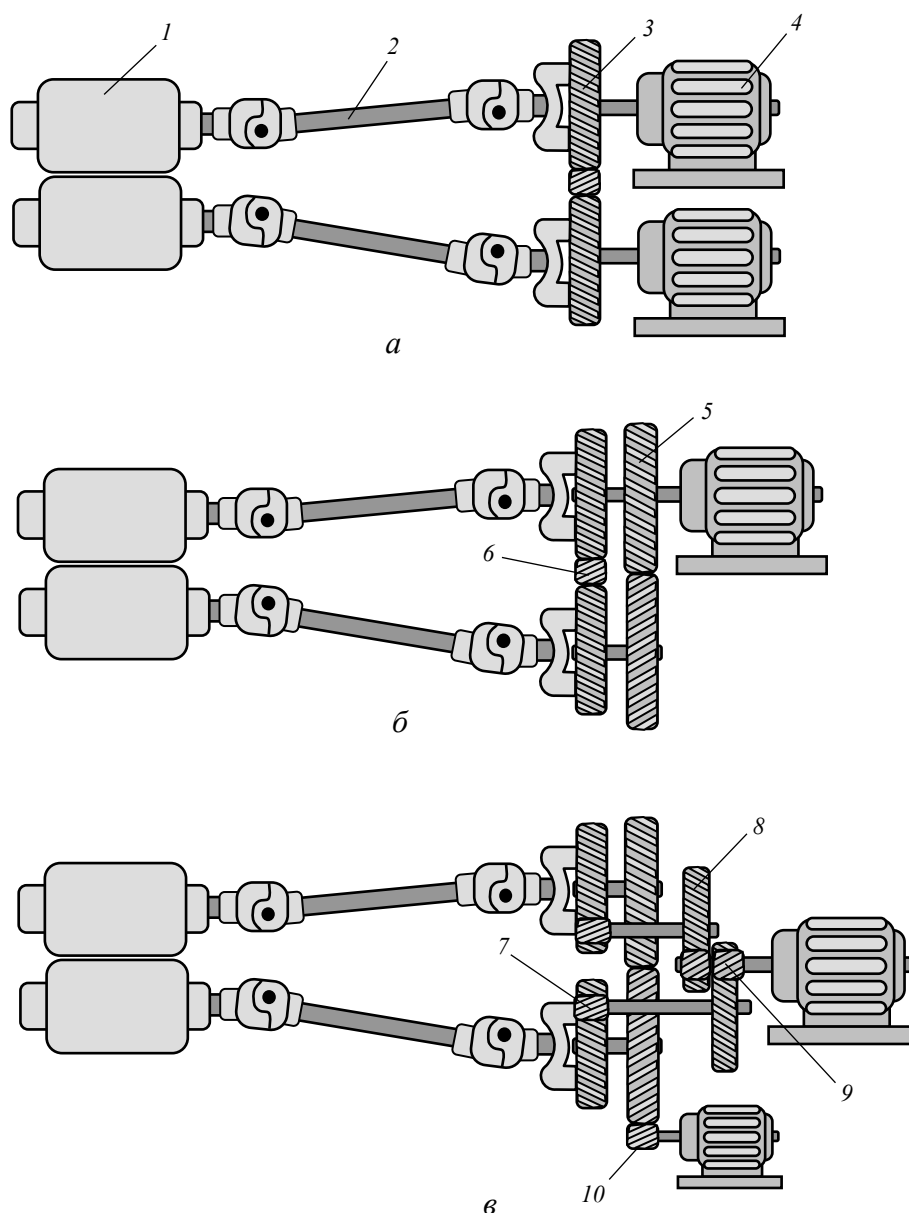


Рис. 2. Електроприводи: *а* — адаптивний індивідуальний; *б* — адаптивний груповий; *в* — рекуперативний (*1* — робочий валок; *2* — шпиндель; *3* — диференціал; *4* — електродвигун; *5* — шестерений валок; *6* — балансірна шестерня; *7, 8, 9, 10* — шестерні і зубчасті колеса балансірної ланки)

Вінцеві зубчасті колеса диференціалів пов'язані між собою балансірною шестернею. Необхідне співвідношення моментів прокатки на робочих валках за рівності передавальних чисел диференціалів забезпечується передавальним числом балансірної зубчастої передачі.

В адаптивному приводі ні різниця в радіусах калібрів, що катають, ні биття валків, ні кінематичні похибки передач не можуть вплинути на силові фактори

вогнища деформації. Виключається пробуксовування валків по металу, при прокатуванні складних профілів радіуси, що катають, можуть мати деякі відхилення від розрахункових.

Якщо балансирна ланка зв'язати з додатковим електродвигуном, виникає рекуперативний привід робочих валків, що регулюється за швидкістю (рис. 29, в). Провідні сонячні шестірні рухаються від першого електродвигуна, а вінцеві колеса - від другого (електродвигуна балансирної ланки). Швидкості обертання нижнього та верхнього робочих валків, пов'язаних з водилами, відповідно рівні

$$\omega_{\text{влк 1}} = \frac{\omega_{\text{эд 1}}}{\left(1 + \frac{z_{\text{к. вц}}}{z_{\text{сл}}}\right) i_{\text{p1}}} + \frac{\omega_{\text{эд 2}} \frac{z_{\text{к. вц}}}{z_{\text{сл}}}}{\left(1 + \frac{z_{\text{к. вц}}}{z_{\text{сл}}}\right) i_{\text{p2}}}; \quad \omega_{\text{влк 2}} = -\frac{\omega_{\text{эд 1}}}{\left(1 + \frac{z_{\text{к. вц}}}{z_{\text{сл}}}\right) i_{\text{p1}}} + \frac{\omega_{\text{эд 2}} \frac{z_{\text{к. вц}}}{z_{\text{сл}}}}{\left(1 + \frac{z_{\text{к. вц}}}{z_{\text{сл}}}\right) i_{\text{p2}}},$$

де $\omega_{\text{эд 1}}$, $\omega_{\text{эд 2}}$ - Кутова швидкість вихідного валу відповідно першого і другого електродвигуна; i_{p1} , i_{p2} - Передавальні числа гілок від електродвигунів до диференціалів.

Кутові швидкості першого та другого електродвигунів

$$\omega_{\text{эд 1}} = \frac{\omega_{\text{влк 1}} \left(\frac{\omega_{\text{влк 1}}}{\omega_{\text{влк 2}}} - 1 \right) \left(1 + \frac{z_{\text{к. вц}}}{z_{\text{сл}}} \right) i_{\text{p1}}}{2 \frac{\omega_{\text{влк 1}}}{\omega_{\text{влк 2}}}}; \quad \omega_{\text{эд 2}} = \frac{\omega_{\text{влк 1}} \left(\frac{\omega_{\text{влк 1}}}{\omega_{\text{влк 2}}} + 1 \right) \left(1 + \frac{z_{\text{к. вц}}}{z_{\text{сл}}} \right) i_{\text{p2}}}{2 \frac{\omega_{\text{влк 1}}}{\omega_{\text{влк 2}}} \frac{z_{\text{к. вц}}}{z_{\text{сл}}}}.$$

Обидва двигуни рекуперативного приводу завжди працюють у руховому режимі. Для поділу крутного моменту, що отримується від електродвигуна, і синхронізації обертання валків застосовують шестеренні кліті - одноступінчасті редуктори з передатним ставленням, що дорівнює одиниці (рис. 3).

Корпус та кришку відливають із високоміцного або модифікованого чавуну марок ВЧ45-5, СЧ32-52.

Підшипники — роликові конічні або бабітові, якщо конструктивно не можна застосувати роликові через великі габарити.

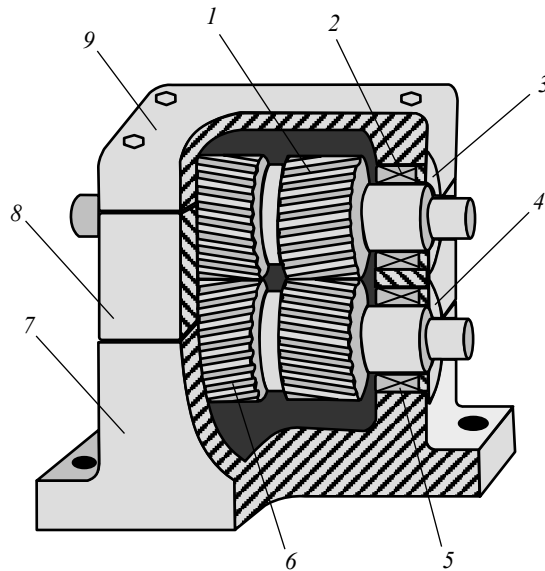


Рис. 3. Шестеренна кліть: 1, 6 — шестеренні валки; 2, 5 — підшипники; 3, 4 — кришки підшипників; 7, 8 — складений корпус; 9 — кришка

Шестеренні валки виготовляють із сталей марок 45, 40ХН, 60Х2МФ та ін. (табл. 1)

Таблиця 1

Механічні характеристики матеріалів шестеренних валків

Матеріал	Шестеренні валки			
	із шевронними зубами		косозубі	
	ведучий	ведений	ведучий	ведений
Межа міцності, МПа	650...800	650...800	650...800	800 ... 1280
За плинності, МПа	480...580	480...580	480...600	600...930
Твердість робочих поверхонь	250...300 НВ	45...48 HRC	250...300 НВ	58...63 HRC
Вид термообробки	Поліпшення	Поверхнєве загартування	Поліпшення	Цементация

Як показує досвід експлуатації, зубчасті передачі здебільшого виходять з ладу не внаслідок поломки зубів, а через фарбування їх робочих контактних поверхонь. Тому зуби передач всіх типів розраховують спочатку на міцність контактних поверхонь за найбільшою напругою, а потім вже на міцність з небезпечного перерізу, тобто. на підставі зуба.