

8. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

8.1. Структура і кінематичні схеми приводів

Привод кривошипного преса являє собою сукупність механізмів для передачі крутного моменту і перетворення швидкості руху від двигуна до головного валу. До складу приводу окрім основного двигуна містить ще клинопасову передачу і 1–3 зубчасті передачі, а також муфти для з'єднання і від'єднання валів і гальмівні пристрої для зупинки прес-механізмів в певному положенні.

Ступінь перетворення руху в приводі визначається головними параметрами його кінематичної схеми, тобто числом ступенів і передатним відношенням проміжних передач.

Привод одно стоякових пресів, як правило, одноступінчатий (рис. 8.1, а). Останнім часом у середніх пресах одержав поширення двоступінчастий привод (рис. 8.1, б), габарити якого дозволяють його розміщати цілком усередині станини.

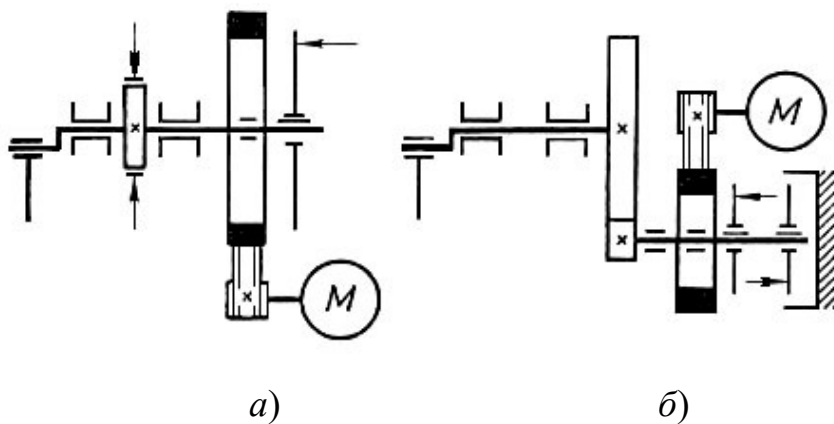


Рис. 8.1. Привод одно стоякових пресів

Найбільш розповсюджені схеми приводу двох стоякових одно кривошипних пресів із закритою станиною показані на рис. 8.2.

Листоштампувальні універсальні преси мають звичайно одноступінчатий (рис. 8.2, а) чи двоступінчастий (рис. 8.2, б) привод. КГШП, як правило, має

двоступінчастий привод за схемою, показаною на рис. 8.2, в. Привод ГKM виконується за схемою на рис. 6.8, б.

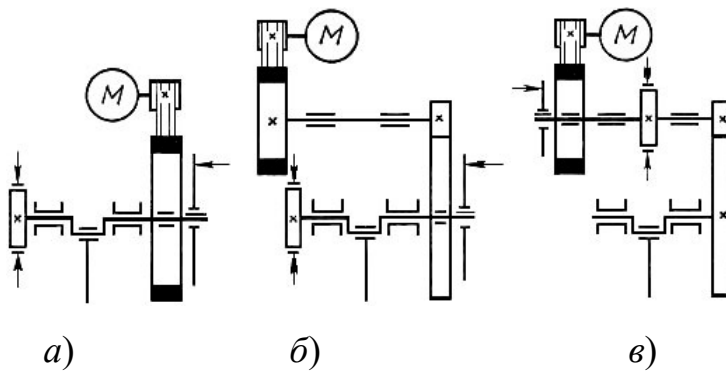


Рис. 8.2. Привод двохстojкових однокривошипних пресів

Середні і великі листоштампувальні преси, особливо витяжні, мають невелике число ходів повзуна, тому вони мають 2–3 проміжні зубчасті передачі (рис. 8.3). Прагнення зменшити габаритні розміри зубчастих коліс і збільшити їхню міцність привело до використання двостороннього приводу. У таких випадках відбувається розподіл потоку потужності з наступним його підсумовуванням на головному валу.

У двох кривошипних пресах ГВМ може складатися з одного двох кривошипного вала чи двох одно кривошипних. У першому випадку привод звичайно двоступінчастий двосторонній.

В другому випадку виникає необхідність поділу потоку потужності для передачі руху двом ведучим валам, розташованим перпендикулярно фронту преса.

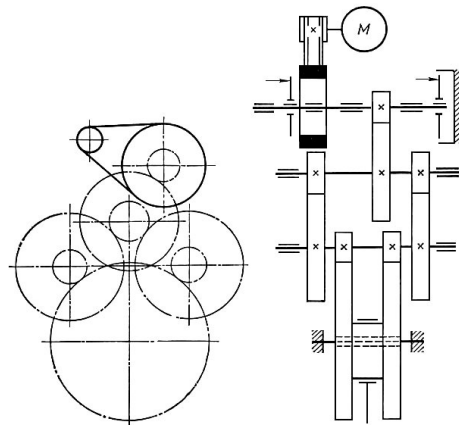


Рис. 8.3. Багатоступінчастий привод середніх і великих однокривошипних пресів простої дії

Преси зусиллям до 1,6 МН звичайно мають привод двох ведучих коліс за схемою, показаної на рис. 8.4, *а*. У листоштампувальних пресах середнього зусилля зі збільшеними габаритами повзуна застосовується схема з проміжною паразитною шестірнею (рис. 8.4, *б*), чи кожне колесо зачіпається з окремою шестірнею (рис. 8.4, *з*). Поділ потоку потужності виконується на тихохідній чи на проміжній ступені. Необхідно відзначити, що застосування проміжної (паразитної) шестірні для збільшення міжосьової відстані значно зменшує інерційність приводу в порівнянні з передачами зі збільшеними габаритами коліс. У приводі, показаному на рис. 8.4, *в* колеса і кривошипи обертаються в одному напрямку, що погіршує передачу зусилля і напрямок повзуна в напрямних. З цієї причини така схема не рекомендується до застосування.

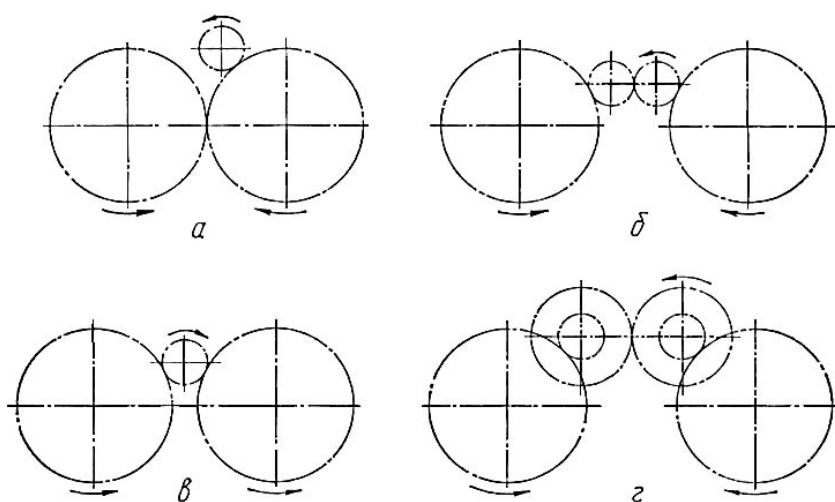


Рис. 8.4. Привод двохкривошипного преса

У чотирьох кривошипних пресах поділ потоку потужності виконується на першому проміжному чи навіть прийомному валу (рис. 8.5).

8.2. Зубчасті передачі

У загальному випадку кожна зубчаста передача складається із двох чи трьох зубчастих коліс, що знаходяться в зачепленні.

Прийнято останню до головного вала зубчасту передачу називати тихохідною, першу після клиноремінної передачі – швидкохідною, і якщо зубчастих передач три, то середню – проміжною. Ведене колесо кожної передачі

називають просто зубчастим колесом, а ведуче колесо – шестірнею. Тоді надалі, якщо не обговорено інакше, параметри зубчастих передач будемо позначати двома індексами, де перший (k чи m) позначає колесо чи шестірню, а другий (n , чи b) – тихохідну, проміжну чи швидкохідну передачу.

Відкриті одно стоякові преси, будучи відносно швидкохідними, як правило, не мають зубчастих передач. Однак останнім часом з метою зниження маси маховика, зменшення розмірів муфти одержали поширення приводи з проміжною зубчастою передачею й установкою муфти на прийомному валу (рис. 8.1, б).

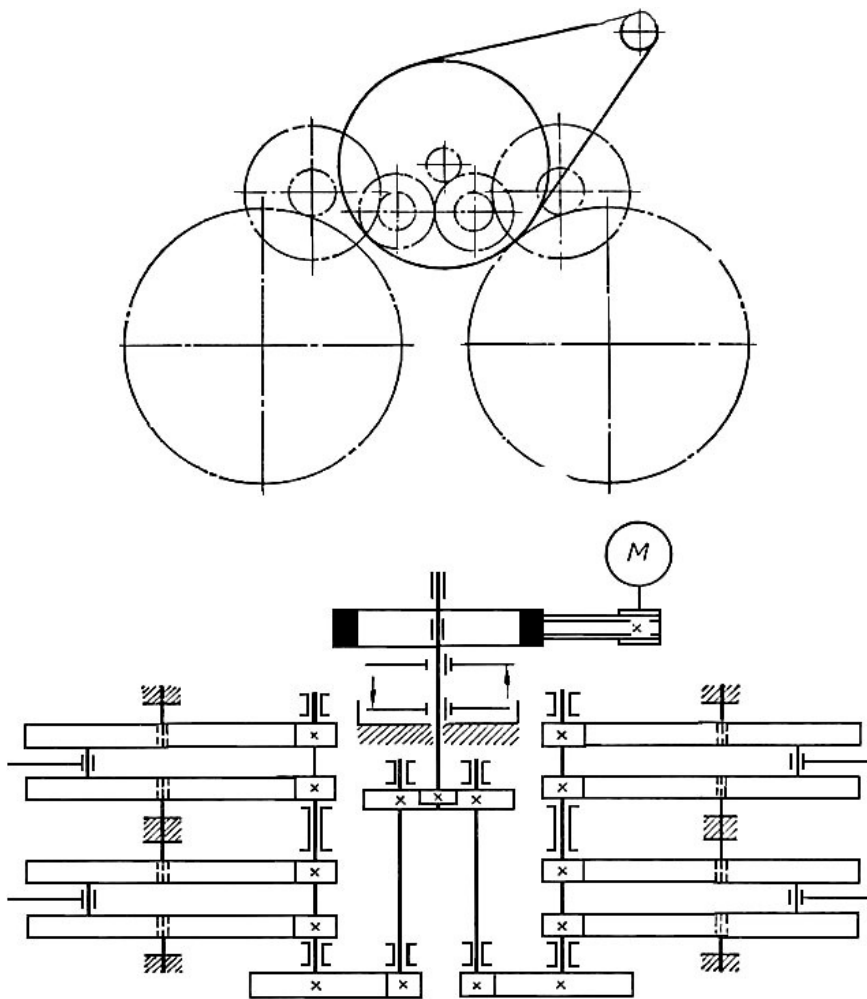


Рис. 8.5. Привод чотирьохкривошипного преса

Незалежно від структури приводу зубчата передача може бути простою, коли в зачепленні знаходиться два зубчасті колеса, і підсумовуючою, коли дві шестірні зачіпаються з одним колесом (рис. 8.3). Останній тип передачі

забезпечує передачу подвоєного моменту, що крутить, у порівнянні з першої, тому що в зачепленні одночасно знаходиться дві пари зубів.

Будь-яка передача може бути відкритою чи закритою. Закриті передачі встановлюються в герметично закритому корпусі і змазуються шляхом занурення в масляну ванну.

Довговічність роботи зубчастих передач у значній мірі залежить від точності їхньої установки на валах і точності установки останніх у станині, точності розточення міжвісьової відстані, надійності кріплення шестірень і коліс на валах, жорсткості валів на згинання. Зубчасті приводи з валами, розташованими перпендикулярно фронту преса більш кращі перед іншими схемами компонування, тому що набагато краще задовольняють зазначеним вимогам. У цьому випадку вали виходять більш короткими і більш жорсткими, зменшуються пере кручування геометрії зачеплення.

Розроблено стандарти по термінології і позначенням – ГОСТ 16530–70 і ГОСТ 16531–70, з розрахунку геометрії зачеплення – ГОСТ 16532–70, з розрахунку на міцність – ГОСТ 21354–75.

Зубчасті передачі кривошипних пресів розраховують по допускну му зусиллю на повзуні. Початкові розміри передач встановлюються на підставі попередніх розрахунків, компонувальної схеми преса і статистичних даних.

8.3 Зусилля, що допускається міцністю зубчастих передач

Зусилля на повзуні, що допускається міцністю зубчастої передачі визначається по формулі

$$P_{\partial}^{\text{зп}} = k_1 k_2 \frac{M_{\min}}{m_k}, \quad (8.1)$$

де k_1 – коефіцієнт нерівномірності навантаження;

k_2 – коефіцієнт типу приводу;

$M_{\min}$ – найменший крутильний момент, щодо осі головного вала, що допускається міцністю зубчастого колеса;

m_k – приведене плече крутильного моменту.

Для однобічного приводу одно кривошипних пресів коефіцієнт $k_1 = 1$. Для двостороннього приводу одно кривошипних пресів передбачається, що

конструктивними заходами нерівномірність передачі крутильного моменту можна частково вирівняти, тому розподіл потоку потужності приймається квазірівномірним і тоді k_1 близький до 2. У багато кривошипних пресах виникає нерівномірний розподіл зусилля по шатунах, що враховується при визначенні коефіцієнта k_1 . Значення коефіцієнта нерівномірності навантаження k_1 для основних 14 розрахункових схем приводу ГВМу приведені в таблиці 8.1.

Для простого приводу $k_2 = 1$, для підсумовуючого приводу $k_2 = 1$, якщо обмежуючим елементом є шестерня і $k_2 = 2$, якщо обмежуючим елементом є колесо.

Таблиця 6.1 Коефіцієнт нерівномірності навантаження k_1

№ схеми	Число кривошипів			№ схеми	Число кривошипів		
	1	2	4		1	2	4
1	1	1,8	3,5	8	1,8	3,5	6
2	—	—	—	9	1	1,8	3,5
3	—	—	—	10	1,8	3,5	6
4	1	1,8	3,5	11	1	1,8	3,5
5	1	1,8	3,5	12	1,5	2,5	5
6	1	—	—	13	1	1,8	—
7	1,8	3,5	6	14	1,5	2,5	—

8.3.1. Мінімальний крутильний момент

Мінімальний момент $M_{\min}$ дорівнює найменшому крутильному моменту, що допускається міцністю одного чи декількох зубчастих коліс приводу, приведений до головного вала. Для всіх зубчастих коліс приводу визначаються крутильні моменти, припустимі по різних умовах їхньої міцності. Для коліс, розташованих не на головному валу, приведення моменту виконується по формулі

$$M \frac{M_{\min}^k}{\eta_{z_3 \min}}, \quad (8.2)$$

де $M_{\min}^k$ — крутильний момент щодо власної осі, припустимий міцністю k -го колеса;

i_3 — передатне відношення між віссю головного вала і віссю k -го колеса;

η_3 — ККД передач між головним валом і віссю k -го колеса.

Мінімальний крутильний момент M_{min}^k , визначається в результаті наступних трьох перевірок:

- виходячи з припустимої пластичної деформації зубів колеса (контактна міцність при дії максимального навантаження) $M_{п}$;
- виходячи з міцності зубів колеса чи шестерні на вигин за втомою (для запобігання появи зламу зуба із-за втоми) $M_{и}$;
- виходячи з границі витривалості поверхонь зубів колеса (контактна витривалість) $M_{к}$.

Остання перевірка виконується тільки для закритих зубчастих передач пресів-автоматів.

З усіх знайдених допустимих моментів для всіх коліс визначається найменший, котрий і є мінімальним моментом M_{min} .

8.3.2. Перевірка за припустимою пластичною деформацією зубів колеса

Мінімальний крутильний момент визначають по формулі

$$M_n = \left(\frac{[\sigma_k]_{max}}{C C_1 \cos \beta} \right)^2 \frac{z_k^2 m_n^2 b_k}{k_n (i \pm 1)}, \quad (8.3)$$

де $[\sigma_k]_{max}$ – нормальна контактна напруга, що допускається, (МПа) з обліком деякої пластичної деформації (табл. 8.2). Для колеса чи шестерні однієї пари вибирають найменше значення;

C – коефіцієнт, що враховує модуль жорсткості матеріалу колеса чи шестерні (табл. 8.3);

C_1 – коефіцієнт, що враховує кут зачеплення та кут нахилу зубців. Для прямозубих не коригованих коліс чи коліс з висотною корекцією $C_1=1$; для прямозубих коригованих коліс – $C_1 = 0,6 / \sqrt{tg \alpha_{ш}}$. Тут $\alpha_{ш}$ – кут зачеплення, для не коригованих коліс $\alpha_{ш}=20^\circ$. Для косозубих та шевронних коліс $C_1 = 0,96$;

β – кут нахилу зуба колеса; для звичайного косо зубчастого колеса $\beta = 10^\circ \dots 12^\circ$; для двох коліс на одному валу $\beta = 20^\circ$; для шевронних коліс $\beta = 30^\circ$;

z_k – число зубів колеса;

m_n – нормальний модуль зачеплення (див. нижче);

Таблиця 8.2 Механічні властивості матеріалів зубчастих коліс

Матеріал	НВ	σ_B	σ_T	$[\sigma_1]$	$[\sigma_K]$	$[\sigma_K]_{\max}$	ψ_σ
Чавун							
СЧ 24	170–240	240	–	130	430	860	0,65
СЧ 32	170–240	320	–	160	510	1020	0,65
Сталь							
35Л	>150	500	280	230	560	1180	0,1
45Л	>170	550	320	250	640	1340	0,1
30ГЛ	>250	620	400	300	800	1680	0,1
45ГЛ	>190	650	330	300	660	1380	0,2
35ХГСЛ	>200	700	350	320	700	1470	0,2
35ХНЛ	>160	500	300	320	600	1260	0,1
45 н	170–220	600	340	280	680	1430	0,1
45 у	220–250	820	420	330	840	1760	0,1
40Ху	230–260	900	450	360	900	1900	0,2
40ХНу	230–260	850	600	360	1200	2000	0,2
Текстоліт	34	90	–	70	80	160	–

Примітка: н – означає нормалізована;

у – означає поліпшена;

b_K – ширина колеса, м, $b_K = \psi t_n$; Коефіцієнт ψ вибирається по табл. 8.4; для шестірні замість b_K приймається ширина шестірні $b_{ш}$, причому $b_{ш} = b_K + (10 \dots 25 \text{ мм})$ – для металевих шестірень і $b_{ш} = b_K - 10 \text{ мм}$ – для текстолітових;

k_n – коефіцієнт навантаження при розрахунку по пластичних деформаціях поверхонь, що допускаються, зубів

$$k_n = k_{1n} k_2 k_4;$$

k_{1n} – коефіцієнт перевантаження, $k_{1n} = M_{\max}/M_{\text{ном}}$. Так як кривошипні преси забезпечуються запобіжними пристроями, розрахованими на 30 %-не перевантаження, то значення $k_{1n} = 1,3$;

k_2 – коефіцієнт концентрації навантаження, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині колеса, що виникає внаслідок пружної деформації опор, валів, а також неточностей виготовлення (табл. 8.5);

k_4 – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні через неточності виготовлення (табл. 8.6); Колова швидкість V зачеплення визначається по формулі

$$V = \frac{\pi n_k m_n z_k}{60};$$

n_k – число оборотів за хвилину вала колеса;

i – передатне відношення зубчастої передачі.

Таблиця 8.3 Коефіцієнт жорсткості матеріалу C

Матеріал		C	Матеріал		C
шестерні i	колеса		шестерні	колеса	
Сталь	Сталь	214	Текстоліт	Сталь	580
Сталь	Чавун	167	Текстоліт	Чавун	565
Чавун	Чавун	140			

Таблиця 8.4 Дані для визначення ширини зуба колеса

Матеріал коліс	Місто розташування коліс	$\psi = b/m_n$	ψ_{cp}
Чавун	Консольне на колінчатому валу	12,5...16,5	14
	Швидкохідна пара	13...19	16
Сталь	Консольне на колінчатому валу	10...12,5	12
	Швидкохідна пара	12...20	13,5

Таблиця 8.5 Коефіцієнт концентрації навантаження k_2

Твердість коліс HB	Вид передачі і розташування коліс віднос- но опор	k_2
<350	Відкриті передачі	1
	Закриті передачі	1,15
≥350	Симетрично щодо опор	1,1
	Поблизу опор чи консольне	1,3

Таблиця 8.6 Коефіцієнт динамічного навантаження k_d

Ступінь точності передачі	Твердість колена НВ	Колова швидкість зачеплення, м/с			
		≤1	1–3	3–8	8–12
Прямо зубчасті колеса					
6-я фланкірована	≤ 350	1	1,1	1,2	—
	Більше 350	1	1,1	1,2	—
6-я не фланк. чи 7-я фланк.	≤ 350	1	1,2	1,4	—
	Більше350	1	1,2	1,3	—
7-я нефланк. чи 8-я фланк.	≤ 350	1,1	1,3	1,5	—
	Більше350	1	1,3	1,4	—
8-я нефланкірована	≤ 350	1,2	1,5	—	—
	Більше350	1,1	1,4	—	—
Косозубчасті і шевроні колеса					
6-я фланкірована	≤ 350	1	1	1	1,1
	Більше350	1	1	1	1
6-я нефланк. чи 7-я фланк.	≤ 350	1	1	1,1	1,2
	Більше350	1	1	1	1,1
7-я нефланк. чи 8-я фланк.	≤ 350	1	1	1,1	1,2
	Більше350	1	1	1	1,1
8-я нефланкірована	≤ 350	1	1,1	1,3	1,4
	Більше350	1	1,1	1,2	1,3

Верхній знак в формулі (8.3) приймається для зовнішнього зачеплення, нижній – для внутрішнього.

При виготовленні зубчатих коліс необхідно забезпечувати 7, 8, в крайньому разі 9 ступінь кінематичної точності по ГОСТ 1463– 81.

Коригування коліс здійснюється в більшості випадків для поліпшення умов роботи зубів, збільшення їхньої міцності, зменшення питомого ковзання й ін. Коригування коліс збільшує вартість їхнього виготовлення, тому його доцільність визначається в кожному конкретному випадку після техніко-економічного аналізу. Вид корекції, вибір коефіцієнтів коригування і розрахунок кута зачеплення коригованих коліс кривошипних пресів роблять по методиках, викладеним у спеціальній літературі.

Попереднє значення модуля зачеплення m_n визначається по табл. 8.7 у залежності від діаметра корінних опор вала d_0 і вибирається з переважного ряду 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50.

Таблиця 8.7 Рекомендовані значення нормального модуля зачеплення

Тип приводу	Характеристика зубчастої передачі	Модуль зачеплення m_n	
		Матеріал колеса	
		чавун	сталь
Одностороння зубчаста передача	Тихохідна пара	$0,1 d_0$	$0,09 d_0$
	Швидкохідна пара	$0,072 d_0$	$0,064 d_0$
Двохстороння зубчаста передача	Тихохідна пара	$0,085 d_0$	$0,07 d_0$
	Швидкохідна пара	$(0,06-0,08) d_0$	$(0,05-0,07) d_0$

Примітка: менші значення приймаються для пресів з більшим ходом повзуна і для важких з чотириступеневим приводом.

8.3.3. Перевірка зубів колеса або шестерні на вигин за міцністю на втому

Мінімальний крутильний момент, визначається по формулі

$$M_u = \frac{y_k m_n^2 z_k b_k [\sigma_{-1u}] k_\varepsilon}{0,34 k_u (1 + \phi) \Phi_\sigma [n_u] \cos \beta}, \quad (8.4)$$

де y_k – коефіцієнт форми зуба, що залежить від числа зубів, кута їхнього нахилу, коефіцієнта зсуву і типу передачі, вибирається по табл. 8.8;

$[\sigma_{-1u}]$ – межа втоми матеріалу колеса (МПа) при вигині і симетричному циклі, вибирається по табл. 8.2;

k_ε – коефіцієнт, що враховує ступінь перекриття, приймається рівним 1 для прямозубих передач і 1,3 – для косо зубчатих і шевронних;

ϕ – коефіцієнт, що враховує навантаження передачі моментом, зворотним за знаком робочому моменту, переданому муфтою (див. табл. 8.9);

Таблиця 8.8 Коефіцієнт форми зуба y_k

z	Коефіцієнт зсуву інструмента									
	-0,6		-0,2		0		0,2		0,4	
cos²	Тип колеса									
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
Відкриті передачі										
10	—	—	—	—	—	—	0,107	0,148	0,131	0,181
11	—	—	—	—	—	—	0,109	0,151	0,132	0,183
12	—	—	—	—	0,089	0,123	0,111	0,154	0,134	0,184
13	—	—	—	—	0,092	0,127	0,113	0,156	0,134	0,186
14	—	—	—	—	0,095	0,131	0,116	0,160	0,135	0,187

15	—	—	0,078	0,108	0,097	0,135	0,116	0,161	0,136	0,188
16	—	—	0,081	0,112	0,099	0,137	0,118	0,163	0,137	0,189
17	—	—	0,084	0,116	0,102	0,140	0,120	0,166	0,138	0,190
18	—	—	0,086	0,119	0,104	0,143	0,122	0,168	0,138	0,191
19	—	—	0,089	0,123	0,106	0,146	0,122	0,169	0,139	0,192
20	—	—	0,091	0,126	0,109	0,150	0,124	0,171	0,140	0,193
22	—	—	0,097	0,133	0,112	0,155	0,127	0,175	0,141	0,195
24	—	—	0,101	0,139	0,116	0,160	0,129	0,178	0,142	0,196
26	0,077	0,106	0,105	0,145	0,118	0,163	0,131	0,181	0,144	0,198
28	0,080	0,110	0,108	0,149	0,120	0,166	0,133	0,183	0,145	0,200
30	0,083	0,115	0,110	0,152	0,122	0,168	0,134	0,185	0,146	0,201
33	0,087	0,120	0,113	0,156	0,124	0,171	0,136	0,188	0,147	0,202
36	0,091	0,126	0,116	0,159	0,127	0,175	0,138	0,190	0,147	0,204
39	0,095	0,131	0,117	0,162	0,129	0,179	0,139	0,192	0,148	0,205
42	0,097	0,134	0,120	0,166	0,130	0,180	0,140	0,193	0,149	0,206
45	0,100	0,138	0,122	0,168	0,132	0,182	0,141	0,195	0,150	0,207
50	0,104	0,143	0,124	0,171	0,134	0,184	0,143	0,197	0,150	0,207
65	0,113	0,156	0,130	0,179	0,138	0,190	0,144	0,199	0,150	0,207
80	0,119	0,165	0,134	0,184	0,140	0,193	0,145	0,200	0,150	0,207
100	0,124	0,171	0,137	0,189	0,141	0,194	0,145	0,200	0,150	0,207
150	0,132	0,182	0,141	0,193	0,145	0,198	0,146	0,201	0,150	0,207
300	0,141	0,194	0,145	0,197	0,148	0,202	0,147	0,202	0,144	0,199

Закриті передачі

10	—	—	—	—	—	—	0,115	0,135	0,141	0,165
11	—	—	—	—	—	—	0,118	0,138	0,142	0,167
12	—	—	—	—	0,095	0,112	0,119	0,140	0,144	0,168
13	—	—	—	—	0,099	0,116	0,122	0,143	0,144	0,170
14	—	—	—	—	0,102	0,120	0,124	0,146	0,145	0,170
15	—	—	0,084	0,099	0,105	0,123	0,125	0,147	0,146	0,172
16	—	—	0,087	0,102	0,106	0,125	0,127	0,149	0,147	0,172
17	—	—	0,090	0,106	0,109	0,128	0,129	0,151	0,148	0,173
18	—	—	0,093	0,109	0,111	0,130	0,131	0,153	0,148	0,174
19	—	—	0,095	0,112	0,114	0,134	0,132	0,154	0,149	0,175
20	—	—	0,098	0,115	0,117	0,137	0,133	0,156	0,150	0,176
22	—	—	0,104	0,122	0,120	0,141	0,136	0,160	0,151	0,178
24	—	—	0,108	0,127	0,124	0,146	0,138	0,162	0,153	0,179
26	0,082	0,097	0,113	0,136	0,127	0,149	0,141	0,165	0,154	0,181
28	0,086	0,100	0,115	0,136	0,127	0,152	0,143	0,167	0,156	0,183
30	0,089	0,105	0,118	0,139	0,130	0,153	0,144	0,168	0,157	0,184
33	0,094	0,110	0,121	0,142	0,133	0,156	0,146	0,172	0,157	0,185
36	0,098	0,115	0,124	0,146	0,136	0,160	0,148	0,174	0,158	0,186
39	0,102	0,120	0,126	0,148	0,139	0,163	0,149	0,175	0,159	0,187
42	0,105	0,123	0,129	0,151	0,140	0,164	0,150	0,176	0,160	0,188
45	0,107	0,126	0,131	0,153	0,142	0,166	0,152	0,178	0,161	0,189
50	0,111	0,130	0,133	0,157	0,144	0,168	0,153	0,180	0,151	0,189

65	0,122	0,143	0,139	0,164	0,148	0,174	0,155	0,182	0,151	0,189
80	0,128	0,150	0,144	0,168	0,150	0,176	0,156	0,183	0,151	0,189
100	0,133	0,156	0,147	0,173	0,151	0,177	0,156	0,183	0,160	0,189
150	0,142	0,166	0,152	0,179	0,156	0,182	0,157	0,184	0,160	0,189
300	0,151	0,176	0,156	0,183	0,157	0,184	0,158	0,185	0,154	0,182

Примітка: тип колеса позначений: 1 – ведуче; 2 – ведене.

Φ_σ – коефіцієнт враховуючий властивості матеріалу;

$$\Phi_\sigma = \Phi_{\sigma 0} + \psi_\sigma;$$

$\Phi_{\sigma 0}$ – коефіцієнт, що враховує концентрацію напруг і масштабний фактор, визначається по табл. 8.10;

ψ_σ – коефіцієнт, що залежить від співвідношення границь витривалості при симетричному й від нульовому циклах зміни напруг, приймається по табл. 8.2;

Таблиця 8.9 Коефіцієнт φ

Розташування муфти і гальма	φ
Муфта і гальмо розташовані на головному валу	0
Швидкохідна зубчаста пара з муфтою і гальмом на прийомному валу	0,25
Одноступінчата передача з муфтою і гальмом на прийомному валу, чи в багатоступінчастому приводі для проміжної передачі з муфтою і гальмом на приводному валу	0,15

Таблиця 8.10 Значення коефіцієнта $\Phi_{\sigma 0}$ для зубів, виготовлених методом обкатування

σ_B	z_k	Нормальний модуль зачеплення m_H , мм									
		5	10	16	20	25	33	36	40	45	50
≥ 1000	≥ 30	2,0	2,15	2,3	2,5	2,7	2,8	2,95	3,05	3,15	3,2
	< 30	1,8	1,85	2,1	2,25	2,35	2,45	2,5	2,6	2,7	2,75
800... 1000	≥ 30	1,85	1,95	2,05	2,15	2,25	2,3	2,4	2,45	2,5	2,6
	< 30	1,78	1,9	2,0	2,1	2,2	2,25	2,3	2,35	2,4	2,4
600... 800	≥ 30	1,8	1,9	1,95	2,1	2,15	2,25	2,3	2,35	2,4	2,5
	< 30	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,15	2,2	2,25	2,3	2,3
≤ 600	≥ 30	1,7	1,8	1,9	2,0	2,0	2,15	2,2	2,3	2,35	2,4
	< 30	1,7	1,75	1,85	1,9	1,95	2,05	2,1	2,15	2,2	2,25
Чавун	≥ 30	1,85	2,1	2,25	2,4	2,5	2,6	—	—	—	—

Примітка: для зубів, виготовлених методом копіювання, значення коефіцієнта необхідно збільшити на 20 %.

k_H – коефіцієнт навантаження при вигині,

$$k_H = k_1 k_2 k_{3H} k_4 ;$$

k_1 – коефіцієнт перевантаження; при розрахунку на утому $k_1 = 1$;

$[n_H]$ – коефіцієнт запасу міцності, щодо межі міцності при вигині при непереривному навантаженні, прийнятий по табл. 8.11.

Таблиця 8.11 Коефіцієнт запасу міцності $[n_H]$

Матеріал колеса	Нормальний модуль зачеплення m_H , мм							
	6	8	10	12	14	18	20– 25	30– 50
Чавунне лиття	5	4	3,3	2,8	2,6	2,3	2,2	–
Сталеве лиття	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,2	2,2	
Сталеві кування	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	2,0	2,0	
Текстоліт	1,5	1,5	1,5	1,5	–	–	–	

Коефіцієнт еквівалентного навантаження при розрахунку на міцність по втомі k_{3H} знаходять по формулі

$$k_{3H} = \delta_u \sqrt[m_1]{n_H p_u k_{\text{вер}} i_i}, \quad (8.5)$$

де δ_u – коефіцієнт інтенсивності навантаження при розрахунку на міцність по втомі, вибирається по табл. 8.12 в залежності від групи машин та строку служби;

i_i – передатне відношення від головного вала до шестірні, що розраховується. Для колеса тихохідної передачі $i_i = 1$;

n_H – номінальне число ходів преса;

p_u – коефіцієнт використання числа ходів;

$k_{\text{вер}}$ – коефіцієнт імовірності навантаження.

Показник m_1 приймають рівним 9, хоча по деяких джерелах він залежить від властивостей матеріалу. Так, за даними [2] при твердості поверхонь зубів $HV < 350$ показник $m_1 = 6$, а при $HV > 350$ $m_1 = 9$.

Фіксований додаток навантаження відносно КНП повзуна приводить до того, що розрахункове навантаження сприймається тільки частиною зубів, тому в розрахунках на витривалість при визначенні коефіцієнта k_{3i} число циклів зміни напруг варто помножити на коефіцієнт імовірності навантаження зубів розрахунковим навантаженням $k_{вер}$.

Таблиця 8.12 Значення коефіцієнта інтенсивності навантаження $\delta_{и}$

Група машин	$\delta_{и}$, при T_c , тис. год			
	15...18		27...31	
	$HV < 50$	$HV > 50$	$HV < 50$	$HV > 50$
I	0,458	0,590	0,505	0,630
II	0,428	0,562	0,472	0,600
III	0,361	0,489	0,398	0,522
IV	0,333	0,464	0,367	0,495

Коефіцієнт $k_{вер}$ залежить від далекості головного вала від ступені, що розраховується, типу зубчастої передачі ступені, місця розташування муфти. При розташуванні муфти на головному валу, що має місце звичайно в одноступінчатих зубчастих приводах, імовірність навантаження тих самих зубів розрахунковим навантаженням у тихохідній і наступній ступенях зменшується. У цьому випадку коефіцієнт $k_{вер}$ для колеса приймається рівним 0,08...0,1. При розташуванні муфти на прийомному чи проміжному валу для всіх зубчастих коліс одно і багатоступінчастих передач коефіцієнт $k_{вер}$ визначається по табл. 8.13, де чисельник – для колеса, знаменник – для шестірні.

Якщо по формулі (8.5) $k_{3и} > 1$, тоді приймається $k_{3и} = 1$, якщо $k_{3и} < 0,6$, тоді приймається $k_{3и} = 0,6$. Для пресів-автоматів коефіцієнт $k_{3и}$ приймають рівним одиниці $k_{3и} = 1$.

Таблиця 8.13 Коефіцієнт імовірності навантаження $k_{вер}$

Розрахунков а ступінь	$k_{вер}$ для приводу		
	1- ступеневий	2- ступеневий	3- ступеневий
Тихохідна	1 (0,08...0,1)		
	—	0,35...0,45	—
Швидкохідна	—	0,35...0,45	0,80...0,95
		0,80...0,95	1
Проміжна	—	—	0,35...0,45
			0,80...0,95

Примітка: в дужках вказані значення коефіцієнту при розташуванні муфти на головному валу.

Перевірка на втому виконується для всіх коліс та шестерень приводу.

При розрахунку допустимого крутильного моменту, виходячи з міцності зубів на втому шестірні, використовують також формулу (8.4), але значення параметрів y_k , b_k , Φ_σ і $[n_i]$ приймають для шестірні.

8.3.4. Перевірка витривалості поверхонь зубів колеса

Перевірка передач, виходячи з витривалості поверхонь зубів коліс, виконується тільки для закритих передач. Для таких передач небезпечними можуть виявитися контактні напруга, що викликають прогресивне викрашування зубів (піттинг).

Мінімальний крутильний момент, визначається по формулі

$$M_{kk} = \left(\frac{[\sigma_k]}{CC_1 \cos \beta} \right)^2 \frac{z_k^2 m_n^2 b_k}{k_k (i \pm 1)}, \quad (8.6)$$

де $[\sigma_k]_{max}$ – нормальна контактна напруга, що допускається, виходячи з міцності поверхні зубів по втомі (табл. 8.2), МПа;

k_k – коефіцієнт навантаження при розрахунку по пластичних деформаціях поверхонь зубів, що допускаються

$$k_k = k_1 k_2 k_{3k} k_4;$$

k_{3k} – коефіцієнт еквівалентного навантаження, що враховує змінність режиму роботи і розрахунковий термін служби коліс.

При розрахунку на контактну витривалість зубчастих передач пресів-автоматів коефіцієнт еквівалентного навантаження k_{zk} визначається по формулі

$$k_{zk} = \delta_k \sqrt[n_n p_u k_{\text{вер}}]{i_i}, \quad (8.7)$$

де δ_k – коефіцієнт інтенсивності навантаження при розрахунку на контактну витривалість, вибирається по табл. 8.14.

Якщо по формулі (8.7) $k_{zk} > 1$, тоді приймається $\delta_k = 1$, якщо $\delta_k < 0,6$, тоді приймається $\delta_k = 0,6$.

Таблиця 8.14 Коефіцієнт інтенсивності навантаження δ_k

Група машин	δ_k при T_c , тис. год.	
	15...18	27...31
I	0,480	0,516
II	0,449	0,495
III	0,406	0,448
IV	0,365	0,403

Інші складові формули (8.6) розбиралися раніше.

8.4 Умови міцності і графіки припустимих зусиль

За результатами розрахунків допускних зусиль на повзуні по міцності головного вала і зубчастої передачі в пояснювальній записці приводять таблиці розрахункових даних і графік навантажень, що допускаються на повзуні, на якому також представляється навантажувальний графік зусилля деформації, що розраховується при енергетичних розрахунках преса (див. п. 4.1). Достатньою умовою міцності основних деталей преса є не перетинання навантажувального графіка зусилля деформації з графіком навантажень, що допускаються, і відповідність розрахункового номінального кута значенню, що рекомендується, по табл. 8.15.

Для витяжних пресів подвійної дії додатково обмовляється умова, щоб при кутах повороту кривошипа $70...80^\circ$ допускане зусилля повинне бути не менш 40 % номінального.

Таблиця 8.15 Номінальний кут α_n

Тип преса	Назва преса	Схема ГВМ	Кут α_n , град
1	Кривошипні гаряче штампувальні	6	3...5
2	Горизонтально-ковальські машини	4	2...5
3	Карбувальні	4, 7	50
4	Автомати	3–14	25
5–7	Обрізні	всі	25
Листоштампувальні простої дії:			
8	– відкриті одностоякові	1–2	45
9	– відкриті двохстоякові	3–8	30
10	– закриті одно кривошипні	3–6	45
		7,8	30
		9,11	15
11,12	– закриті двох кривошипні	3–5, 11, 12	20
		решта	30
13,14	– закриті чотирьох кривошипні	всі	20
Листоштампувальні подвійної дії:			
15	– одно кривошипні	3, 5, 9, 11	10
		інші	20
16-18	– двох і чотирьох кривошипні	всі	20

У зв'язку з тим, що в діючому виробництві визначення кута повороту кривошипа утруднене і налагодження преса виконується по заданому переміщенню повзуна, графік $P_{\text{доп}} = f(\alpha)$ повинний бути перебудований у графік $P_{\text{доп}} = f(S)$ і в такому виді обов'язково внесений у паспорт преса. Номінальному куту α_n у цьому випадку відповідає так званий номінальний не дохід $S_{\text{ном}}$, що представляє найбільшу відстань від КНП, на якому можливо навантаження преса номінальним зусиллям.