

10. Розрахунок міцнісних характеристик механізмів та вузлів механічних пресів

Мета та початкові дані для розрахунку механічних пресів

Параметри більшості механічних пресів визначаються відповідними державними стандартами (див. додаток I).

Вибір початкових даних залежить від типу розрахунків. Розрахунок преса може бути проектувальний чи перевірочний. Проектувальні розрахунки виконуються при створенні нової машини і в даному курсі не є метою.

При перевірочному розрахунку визначається ступінь відповідності параметрів існуючого преса конструктивним вимогам, якими зазвичай приймаються найбільші напруги, найбільші деформації (найбільша жорсткість) тощо. У такому випадку початкові дані вибираються з технічної документації на існуючий прес, довідкової літератури. Обрані параметри можуть не відповідати вимогам відповідного стандарту.

Основними задачами при перевірочному розрахунку є:

1. кінематичний аналіз головного виконавчого механізму;
2. статика головного виконавчого механізму;
3. розрахунок допустимих зусиль по міцності головного валу;
4. розрахунок допустимих зусиль по міцності зубчатої передачі;

Кинематические расчеты исполнительных механизмов прессов

2.2. Кінематичний аналіз головного виконавчого механізму преса

У більшості кривошипних пресів головний виконавчий механізм (далі – *ГВМ*) виконується у виді кривошипно-повзунного чи кривошипно-колінного механізмів. Проектування пресів з іншими типами виконавчих механізмів принципово не відрізняється від проектування пресів із зазначеними механізмами, за винятком деяких особливостей, пов'язаних, в основному, з кінематичним аналізом *ГВМу*. Для кінематичного синтезу й аналізу, розрахунків статички таких пресів необхідно звернутися до спеціальної літератури.

Основними задачами кінематичного аналізу виконавчого механізму преса є:

- визначення положень ланок, включаючи і визначення траєкторій окремих точок ланок;
- визначення швидкостей і прискорень;
- визначення екстремальних значень кінематичних параметрів та відповідних кутів повороту головного валу.

Розрізняють два різновиди кривошипно-шатунних механізмів – механізми *підсумовуючого* типу (рис. 2.2), для яких у крайнім нижнім положенні $OB = R + L$, і *диференційного*, для яких $OB = L - R$. Інакше кажучи, у підсумовуючих механізмах шатун піддається в процесі деформування стиску, а в диференціальних механізмах – розтягуванню. Останні механізми не тотожні механізмам з нижнім приводом, що можуть бути і підсумовуючого типу, Термін «*верхній*» і «*нижній*» характеризує розташування привода механізму щодо

штампового простору у вертикальних пресах. Принципової різниці між цими механізмами при розрахунку кінематичних та статичних параметрів немає, тому в подальшому для стислості термін «підсумовуючий» будемо опускати. Слід зауважити, що в більшості випадків в ГВМ кривошипних пресів використовують підсумовуючі механізми, які і будуть розглядатися в подальшому.

З іншої сторони кривошипно-шатунні механізми застосовують у двох модифікаціях – дезаксіальні (рис. 2.2) і аксіальні (центральні), які можна розглядати як окремий випадок першого. У дезаксіальному механізмі вісь обертання кривошипа зміщена щодо лінії зворотно-поступального переміщення повзуна на величину дезаксіалу E . Дезаксіал вважається позитивним, якщо зсув збігається з позитивним напрямком обертання кривошипа (рис. 2.2), і негативним, якщо він спрямований проти нього. Вихідним значенням для синтезу механізму є максимальна (номінальна) величина ходу повзуна S_n , що задається відповідним стандартом на параметри преса, чи обумовлена на підставі технологічних вимог, якщо стандартом вона не обмовляється.

Радіус кривошипа R дезаксіального механізму визначається по формулі

$$R = \frac{S_n}{2 + \frac{\varepsilon^2 \lambda^2}{1 - \lambda^2}}, \quad (2.1)$$

де S_n – номінальне переміщення повзуна, задане в початкових даних;

R – радіус кривошипу;

L – довжина шатуна;

$\lambda = R / L$ – коефіцієнт шатуна;

$\varepsilon = E / R$ – ступінь дезаксіалу.

найбільший, а довжина шатуна – найменша. Менші значення коефіцієнта λ приймаються для пресів з більшим номінальним зусиллям.

При синтезі кривошипно-повзунного механізму варто враховувати, що дезаксіальний механізм має певні властивості, що визначають особливості його використання. Так, при вірному виборі ступеня дезаксіала, можна зменшити тиск на напрямні повзуна, поліпшити напрямок повзуна при нецентральному навантаженні. Дезаксіальний механізм має трохи кращий діапазон зміни кутів передачі зусилля, у результаті чого зменшується робота холостого ходу. В дезаксіальному механізмі періоди прямого та зворотного ходів мають різну тривалість, що раціонально використовувати для поліпшенні умов роботи преса, інструменту та засобів механізації. Так, для гаряче штампувальних пресів необхідно приймати механізм з позитивним дезаксіалом, що зменшує тривалість робочого ходу, а значить зменшує розігрів штапу. Для листоштампувальних пресів рекомендується навпаки – приймати від'ємне значення дезаксіалу, що призводить до зниження швидкості повзуна в період робочого ходу, тобто покращенню умов деформування та роботи штапу і засобів автоматизації.

Ступінь дезаксіалу ε ГВМу універсальних одно кривошипних листоштампувальних пресів рекомендується приймати – 0,1...0,2, багато кривошипних пресів – 0,25...0,3, для гаряче штампувальних пресів, ГKM, гаряче штампувальних автоматів – 0,2...0,4. Менші значення рекомендується приймати для пресів з більшим номінальним зусиллям.

Таблиця 2.1 Коефіцієнт шатуна λ

Тип преса	λ
<i>Преси для листового штампування</i>	
Універсальні преси простої дії:	
• с регульованим ходом	0,065...0,085
• с постійним нормальним ходом	0,085...0,125
• с постійним збільшеним ходом	0,145...0,175
Витяжні подвійного дії	0,190...0,270
Універсальні з плунжерною підвіскою:	
• простої дії	0,300...0,350
• подвійної дії	0,420...0,490
Листові преси для згинання	0,080...0,120
Автомати багатопозиційні	0,100...0,300
<i>Преси для об'ємного штампування</i>	
Кривошипні гаряче штампувальні	0,140...0,175
Горизонтально-кувальні машини	0,270...0,330
Карбувальні преси	0,120...0,160
Обрізні преси	0,100...0,120
Автомати для гарячого штампування	0,120...0,200

2.2.3. Кінематичний аналіз кривошипно-повзунного механізму

Переміщення, швидкість і прискорення повзуна дезаксіального підсумовуючого механізму (рис. 2.2) визначаються по формулах

$$S = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) + \varepsilon \sin \alpha \right], \quad (2.7)$$

$$V = \omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + \varepsilon \cos \alpha \right), \quad (2.8)$$

$$J = \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - \varepsilon \sin \alpha). \quad (2.9)$$

Тут позначено:

ω – кутова швидкість головного вала,

$$\omega = \frac{\pi n_n}{30}; \quad (2.10)$$

n_n – номінальне число ходів повзуна в хвилину, що задається стандартом;

α – кут повороту кривошипа, вимірюваний від крайнього нижнього положення повзуна проти руху кривошипа.

Для аксіального механізму коефіцієнт $\varepsilon = 0$. Для диференціальних кривошипно-шатунних механізмів у формулах (2.7) – (2.9) необхідно змінити знаки перед коефіцієнтами λ і ε на зворотні.

Максимальний хід повзуна визначається по формулі

$$S_n = R \left(2 + \frac{\varepsilon^2 \lambda^2}{1 - \lambda^2} \right). \quad (2.11)$$

Зрозуміло, що для аксіального механізму максимальний хід рівняється $2R$, для дезаксіального механізму дещо більше.

Для дезаксіального механізму крайні положення повзуна досягаються при кутах повороту вала, що відрізняються від 0° і 180°

$$\alpha_{n,\varepsilon} = \frac{0}{2\pi} - \arcsin \frac{\varepsilon \lambda}{1 \pm \lambda}, \quad (2.12)$$

Тут верхній знак (плюс) і нуль приймаються для крайнього нижнього положення повзуна (КНП), а нижній знак (мінус) і 2π – для крайнього верхнього положення (КВП).

Для аксіального механізму крайні верхнє і нижнє положення повзуна досягаються при куті повороту вала α рівному 0° чи 180° .

Тривалість прямого ходу повзуна пропорційна значенню кута прямого ходу, який визначається по формулі

$$\alpha_n = \alpha_\varepsilon - \alpha_n. \quad (2.13)$$

Тривалість зворотного ходу повзуна пропорційна значенню кута зворотнього ходу, який визначається по формулі

$$\alpha_o = 2\pi - \alpha_n. \quad (2.14)$$

Відношення кутів прямого і зворотного ходу визначає *коефіцієнт середньої швидкості повзуна*

$$k_v = \frac{\alpha_n}{\alpha_o}, \quad (2.15)$$

який показує відношення середньої швидкості повзуна при зворотному і прямому ході.

При позитивному дезаксіалу коефіцієнт k_v менше одиниці, а при від'ємному – більший одиниці.

Максимальна швидкість повзуна аксіального механізму досягається при куті повороту головного валу

$$\alpha_{\partial V} = \arccos \lambda, \quad (2.16)$$

і визначається по формулі

$$V_{\max} = \omega R(1 + \lambda^2) \sqrt{1 - \lambda^2} \approx \omega R. \quad (2.17)$$

Для дезаксіального механізму кут максимальної швидкості і максимальна швидкість дещо відрізняються в залежності від знаку і величини дезаксіалу (менше 4–6 %).

Так, максимальна швидкість повзуна дезаксіального механізму приблизно рівна

$$V_{\max} = \omega R \left((1 + \lambda^2) \sqrt{1 - \lambda^2} + \varepsilon \cdot \lambda \cdot \cos \alpha_{\partial V} \right). \quad (2.18)$$

Максимальне прискорення повзуна досягається в крайньому нижньому положенні повзуна

$$J_{\max 1} = \omega^2 R(1 + \lambda). \quad (2.19)$$

В крайньому верхньому положенні повзуна прискорення буде рівне

$$J_{\max 2} = -\omega^2 R(1 - \lambda). \quad (2.20)$$

При $\lambda \geq 0,25$ виникає ще один екстремум прискорення

$$J_{\max 3} = -\omega^2 R \left(\lambda + \frac{1}{8\lambda} \right) \quad (2.21)$$

при куті повороту головного валу до чи після КВП

$$\alpha_{\max j 3} = 2\pi \pm \arccos \frac{1}{4\lambda}. \quad (2.22)$$

Слід зауважити, що, по-перше, максимальні значення прискорення $J_{\max 1}$ і $J_{\max 2}$ та $J_{\max 3}$ мають різні знаки, а, по-друге, найбільше значення має прискорення в КВП, тобто, обраховане по формулі (2.19).

При енергетичних розрахунках та розрахунках на міцність виникає зворотна задача – по відомому положенню повзуна S потрібно визначити положення вала, обумовлене кутом повороту α

$$\cos \alpha = \frac{2(R - S)(R + L) + S^2}{2R(R + L - S)}. \quad (2.23)$$

Для наближених розрахунків при $\alpha < 30^\circ$ можна користатися також спрощеною формулою

$$\alpha \approx -\frac{\varepsilon \cdot \lambda}{1 + \lambda} \pm \sqrt{\frac{2S}{R(1 + \lambda)}}. \quad (2.24)$$

Знак плюс приймається при не доходженні повзуна до КВП, знак мінус – при його переході КВП.

Статика главного исполнительного механизма прес сов

3.1. Статика кривошипно-повзунного механізму

Преси є відносно тихохідними машинами, у яких сили інерції незначні і, крім окремих задач розрахунку, ними можна зневажати. У такому випадку ГВМ преса аналізується статичними методами. При цьому визначаються значення зусиль, що діють уздовж лінії шатуна, реакції в опорах головного вала, сили, що діють на напрямні повзуна, сили з боку зубчатої і клиноремінної передач і інші силові фактори.

Основна задача статичного розрахунку преса складається в розрахунку залежності приведенного плеча m_k від кута повороту кривошипного вала α , що дозволить розрахувати крутильний момент на головному валу в залежності від зусилля на повзуні

$$M_k = P_D m_k. \quad (3.1)$$

Для кривошипно-повзунного механізму залежність для приведенного плеча m_k зручно представляти у виді суми двох величин m_k^u і m_k^μ

$$m_k = m_k^u + m_k^\mu, \quad (3.2)$$

де m_k^u – ідеальне приведенне плече:

$$m_k^u = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + \varepsilon \cdot \lambda \cdot \cos \alpha \right), \quad (3.3)$$

m_k^μ – збільшення приведенного плеча, обумовлене тертям у кінематичних парах, так зване *плече тертя*:

$$m_k^\mu = \mu [(1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_O]; \quad (3.4)$$

μ – коефіцієнт тертя в шарнірах головного виконавчого механізму;

r_A, r_B, r_O – відповідно радіуси корінних опор, великої і малої голівки шатуна (див. п. 5.5.3).

Для диференціальних механізмів перед коефіцієнтами λ і ε необхідно змінити знаки на зворотні.

Для одно стоякових пресів з установкою вала перпендикулярно фронту залежність для плеча тертя буде мати вид

$$m_k^\mu = \mu \left[(1 - \lambda)r_A + \lambda r_B + \left(1 + \frac{l_1}{l_2} \right) r_{O1} + \frac{l_1}{l_2} r_{O2} \right], \quad (3.5)$$

де l_1, l_2 – відповідно, відстань між центрами шатунної шийки і першою опорою і центрами першої опори і другий;

r_{O1}, r_{O2} – відповідно, радіус першого і другого підшипників.

Коефіцієнт тертя μ визначається по таблиці 3.1 у залежності від значення комплексного показника J_k , виду змащення і виду розрахунку.

Комплексний показник J_k характеризує навантаженість опор, швидкість ковзання і швидкість зближення поверхонь тертя опор при вичавлюванні змащення (ефект демпфірування)

$$J_k = \frac{P_H n_H^2}{\psi}, \quad (3.6)$$

де ψ – приведений кут робочого ходу, приймається в залежності від типу преса і виконуваної операції (таблиця 3.2).

При розрахунку виводу преса з розпору при будь-якому змащенні приймається $\mu = 0,08 \dots 0,12$.

При спрощених розрахунках коефіцієнт тертя μ приймається рівним 0,03...0,04 для рідкого мастила і 0,05...0,06 для густого мастила.

Якщо при наступних розрахунках відбувається зміна розмірів вала (зміна радіусів опор), статичний розрахунок ГВМу повторюється для нових початкових даних.

У пояснювальній записці приводиться таблиця розрахункових значень приведенного плеча m_k у діапазоні кутів повороту α головного валу від 0° до 90° із кроком 5° чи 10° і відповідний графік.

3.2. Заклинювання кривошипно-ползунного механізму

При експлуатації пресів інколи відбуваються випадки заклинювання кривошипно-шатунного механізму (стопору). Це явище відбувається у випадку перевантаження при недостатньому запасі енергії маховика, чи перевантаження при порушенні кінематичного зв'язку головного вала з приводом (спрацьовування запобіжника по крутильному моменті чи прослизання фрикційної муфти). Система ГВМу і станина продовжують залишатися під навантаженням і пружні сили прагнуть повернути шатун і вал так, щоб зняти виниклі деформації, але повороту перешкоджають сили тертя в ГВМі.

Таблиця 3.1 Приведений коефіцієнт тертя в опорах ГВМу

$J_k,$ $10^{-5} \frac{\dot{e}I \cdot \delta \dot{a}^2}{\ddot{a} \delta \ddot{a}}$	Вид розрахунку	Коефіцієнт тертя μ при змащенні	
		густому	рідкому
>50	1	0,015	0,008
	2	0,035	0,015
	3	0,010	0,004
8-50	1	0,035	0,010
	2	0,040	0,025
	3	0,020	0,008
0,2-8	1	0,050	0,020
	2	0,050	0,030
	3	0,030	0,010
<0,2	1	0,060	0,040
	2	0,060	0,040
	3	0,040	0,020

Примітки: *Перший вид розрахунку* – квазистатичний розрахунок крутильного моменту, переміщення повзуна в направляючих, максимальних питомих тисків в опорах і інших параметрів при робочому ході.

Другий вид розрахунків – енергетичний розрахунок утрат при холостому ході.

Третій вид розрахунків – динамічний розрахунок перевантажень без стопору.

Як правило, заклинювання виникає в тих випадках, коли технологічне зусилля деформації досягає максимального значення в крайньому нижньому положенні (преси для об'ємного деформування, КГШП, ГKM).

Заклинювання ГВМу відбувається тільки в його певному положенні.

Якщо $m_k^u > m_k^\mu$, то заклинювання не відбудеться; якщо $m_k^u < m_k^\mu$, то поворот вала під дією будь-якої сили, прикладеної до повзуна буде неможливий; нарешті умова $m_k^u = m_k^\mu$ відповідає граничному положенню при заклинюванні.

Таблиця 3.2 Приведений кут робочого ходу

Технологічна операція	Тип преса	ψ°
Різання прокату	Сортові ножиці	12...15
Різання листа	Листові ножиці	70...80
Вирубка	Вирубні преси	8...10
Неглибока витяжка	Універсальні преси	30...35
Витяжка	Витяжні преси	45...50
Багатоперехідне листове штампування	Листоштампувальні прес-автомати	40...45
Висадження	Автомати і ГKM	25...30
Видавлювання	Преси для видавлювання	50...60
Гаряче об'ємне штампування	КГШП	18...20
	Автомати	25...30
Калібрування, карбування, виправлення	Кривошипно-колінні преси	40...50
Жорсткий удар	Усі преси	5...7

Рівняння для визначення граничного кута заклинювання – кута *мертвого тертя* α_m має вид

$$\alpha_m^2 - 2\alpha_m \frac{1 + \lambda}{\varepsilon} - 2 + \frac{2m_k^\mu}{R\varepsilon} = 0. \quad (3.7)$$

Для аксіального механізму кут заклинювання буде

$$\alpha_m \leq \frac{m_k^\mu}{R(1 + \lambda)}. \quad (3.8)$$

Для дезаксіального механізму кут заклинювання буде

$$\alpha_1 \leq \frac{m_k^\mu - \varepsilon\lambda R}{R(1 + \lambda)}. \quad (3.9)$$

Додатковий момент M_d , який необхідно прикласти до вала для його повертання і виводу з розпору, визначається з виразу:

$$M_d = P_3 (m_k^\mu - m_k^u), \quad (3.10)$$

де P_3 – поточне значення сили, що діє на повзун у момент заклинювання.

Найбільше зусилля в момент заклинювання може досягти номінального зусилля преса, а саме заклинювання може статися в КНП, тоді найбільший момент M_{dmax} становить

$$M_{dmax} = P_n m_k^\mu. \quad (3.11)$$

Численні дослідження заклинювання пресів показують, що схильність преса до заклинювання і величина зусилля при цьому залежать найбільшою мірою від

геометрії $ГВМ_u$ і коефіцієнта тертя в опорах. Для КГШП із густим мастилом при $\mu = 0,06$ найбільший кут заклинювання α_m складає $13^\circ \dots 14^\circ$. При використанні рідкого мастила, що забезпечує коефіцієнт тертя μ менше $0,01$, кут заклинювання α_m зменшується до $1,5^\circ \dots 3^\circ$.

Розрахунок кута заклинювання необхідно виконувати тільки для пресів, призначених для об'ємного деформування.

Расчет допускаемых усилий на ползуне по прочности главного вала

5.8.1. Класифікація головних валів

Головні вали кривошипних пресів виконують у виді кривошипного, колінчатого, ексцентрикового чи вала шестірня-ексцентрикового привода з бугельної віссю.

Кривошипні вали застосовують у відкритих одностоякових пресах зусиллям до $1,6$ МН. Звичайно вал має механізм регулювання ходу повзуна у виді ексцентрикової втулки, установлені на кривошипі. Застосування таких валів останнім часом обмежено внаслідок невисокої його жорсткості через консольний додаток навантаження. При розрахунку міцності вала розрахунковим діаметром є не зовнішній діаметр втулки d_A , а діаметр посадкового місця кривошипа.

Колінчаті вали застосовують у двох стоякових пресах самих різноманітних типів і конструкцій як з подовжнім так і рівнобіжним розташуванням щодо фронту преса.

Ексцентрикові вали мають найбільшу жорсткість у порівнянні з іншими видами валів, тому широко використовуються в пресах для об'ємного штампування, для яких жорсткість $ГВМ_u$ в значній мірі визначає якість готових виробів.

Шестерня-ексцентрикові вали забезпечують збільшений хід повзуна і широко застосовують у листоштампувальних пресах зусиллям за $2,5$ МН. Шестерня-кривошипні вали, у яких шестірня охоплює щоби вала, через які відбувається передача крутильного моменту, внаслідок невеликої твердості і збільшеної інерційності в сучасних пресах не застосовують.

Двох і чотирьох кривошипні преси можуть мати один чи два двох колінчатих чи двох ексцентрикових валів. Однак у сучасних конструкціях пресів найчастіше застосовують два чи чотири одно кривошипні вали шестерня-ексцентрикового типу, встановлюваних перпендикулярно фронту преса.

Для виготовлення валів невеликих і середніх пресів використовують сталь 45 , для валів великих і унікальних пресів застосовують сталь $40X$, $40XH$, $40XHM$. Звичайно вал піддають поліпшенню, тобто загартуванню з низькотемпературною відпусткою.

5.8.2. Методи розрахунку головних валів

Розрахунок міцності головного вала кривошипного преса являє собою складну задачу. Опори валів кривошипних пресів, не будучи абсолютно жорсткими, перетерплюють пружні деформації в залежності від діючих на вал

навантаження і властивостей опори. Ці обставина в сполученні з тим, що проліт опор порівняльний з діаметром і довжиною цапфи, вносить значні зміни в розподіл сил. З цієї причини силовий розрахунок валів без обліку пружності опор не має достатньої точності.

О. Ф. Ністратовим розроблена методика розрахунку валів кривошипних пресів, яка враховує пружну взаємодію вала з опорами. Однак, з огляду на її громіздкість вона може бути рекомендована до розрахунку валів тільки оригінальних і унікальних пресів. Численні спроби спростити цю методику зводилися до представлення вала як балки на шарнірах і варіацією точки додатка реакцій у корінних опорах з метою збігу числових значень максимальних напруг з напругами за методикою О. Ф. Ністратова.

Для розрахунку двохопорних валів рекомендується застосовувати наближені формули, що не враховують пружність опор, приймаючи, що для колінчатих валів реакція розташовується на відстані $l_0/8$ від кінця опори, зверненого до шатуна, а для ексцентрикових валів – на відстані $l_0/3 - l_0/4$, де l_0 – довжина опор. При цьому передбачається, що навантаження прикладаються зосередженими, а точки додатка рівнодіючих розташовані на одній горизонталі. Зазори в підшипниках дозволяють валу вільно згинатися.

Зміна навантаження на головному валу преса відбувається з періодичним зростанням сили і моменту, що крутить, від нуля до максимуму і наступним спадом знову до нуля. При багаторазовому повторенні операцій у часі подібний характер роботи приводить до пульсації внутрішні сили напруг у металі вала. З огляду на цю обставину і фактів втомного руйнування, розрахунок головних валів кривошипних пресів варто проводити на втомну міцність при пульсуючому циклі навантаження.

У загальному випадку в перетинах головного вала діють три силових параметри: згинаючі і крутильні моменти, поперечні сили, що перерізають. Перший з цих факторів викликає в металі нормальні напруги, другий і третій – дотичні напруження.

У загальному випадку зусилля, припустиме на повзуні по міцності головного вала, виходячи з обмеження коефіцієнта запасу міцності n при пульсуючому циклі навантаження, визначається по формулі

$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_1^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{U_{и}^2 \Phi_{\sigma} + \Phi_{\tau} (0,5U_k + 0,17d_0 U_Q)^2}}, \quad (5.51)$$

де d_1 – діаметр розрахункового перетину;

n – коефіцієнт запасу міцності;

k_3 – коефіцієнт еквівалентного навантаження;

$\sigma_{-1и}$ – границя витривалості при симетричному циклі;

$U_{и}$, U_k , U_Q – відповідно, приведені плече згинаючого моменту, приведені плече моменту, що крутить, і коефіцієнт поперечних сил;

Φ_{σ} , Φ_{τ} – коефіцієнти, що характеризують механічні властивості матеріалу вала по нормальних і дотичних напруженнях.

Значення коефіцієнтів $U_{и}$, U_k , і U_Q залежать від конструкції головного вала і схеми привода ГВМу. Для коротко ходових пресів ($S_{\text{max}} < d_0$) можна зневажати дією поперечних сил ($U_Q = 0$) у визначених перетинах вала. З іншого боку, для пресів з

великим ходом ($S_{\max} > d_0$), коли відносно зростає момент що крутить, можна зневажати дією згинаючих сил ($U_u=0$).

Унаслідок того, що моменти, що крутить і згинають є перемінними і залежать від кута повороту вала, припустимо зусилля на повзуні є перемінним у залежності від положення вала.

Наприклад, для перетину BB одно кривошипного преса з маховиком на головному валу (рис. 5.15):

$$U_u = l_0/16, \quad U_k = m_k, \quad U_Q = 0,5.$$

Розрахункова формула для визначення припустимого зусилля по міцності вала в перетині BB зазначеного преса

$$P_{\text{доп}}^B = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{0,004l_0^2 \Phi_\sigma^B + \Phi_\tau^B (0,5m_k + 0,085d_0)^2}}. \quad (5.52)$$

З формули (5.52) випливає, що основними напрямками зміни міцності вала є зміна розрахункового діаметра (d_0) і зміна матеріалу вала (σ_{-1u}).

5.8.3. Допустимі зусилля по міцності головного вала

В сучасних кривошипних пресах використовуються в основному три типи валів, показані на рис. 5.12, та їх різновиди. Усі преси в залежності від технологічного призначення і конструктивного виконання $ГВМ$ у розділені на 18 типів (табл. 5.5), яким відповідають 14 розрахункових схем $ГВМ$ у, представлених на рис. 5.13–5.26.

Початкові розміри вала при перевірочному розрахунку визначаються по кресленнях пресів-аналогів, довідковим даним. Можливо використовувати деякі дані, приведені в додатку 2.

При проектному розрахунку розміри визначаються в наступному порядку. По емпіричних формулах у залежності від номінального зусилля P_H (у МН) знаходять діаметр d_0 корінних опор вала (у мм):

- одноколінчатий вал (рис. 5.12, а)

$$P_H < 2 \text{ МН} \quad d_0 = 140 \sqrt{P_H + 0,02}; \quad (5.53)$$

$$P_H > 2 \text{ МН} \quad d_0 = 120 \sqrt{P_H + 0,6}; \quad (5.54)$$

- двохколінчатий вал

$$P_H < 1,6 \text{ МН} \quad d_0 = 140 \sqrt{P_H}; \quad (5.55)$$

$$P_H > 1,6 \text{ МН} \quad d_0 = 90 \sqrt{P_H + 3}; \quad (5.56)$$

- ексцентриковий вал (рис. 5.12, б)

$$d_0 = 103 \sqrt{P_H + 1}; \quad (5.57)$$

- колінчатий вал ГКМ

$$d_0 = (100 \dots 130) \sqrt{P_H}; \quad (5.58)$$

- осі шестерня-ексцентрикового приводу (рис. 5.12, в)

$$d_0 = 25 P_H + 110 \dots 120. \quad (5.59)$$

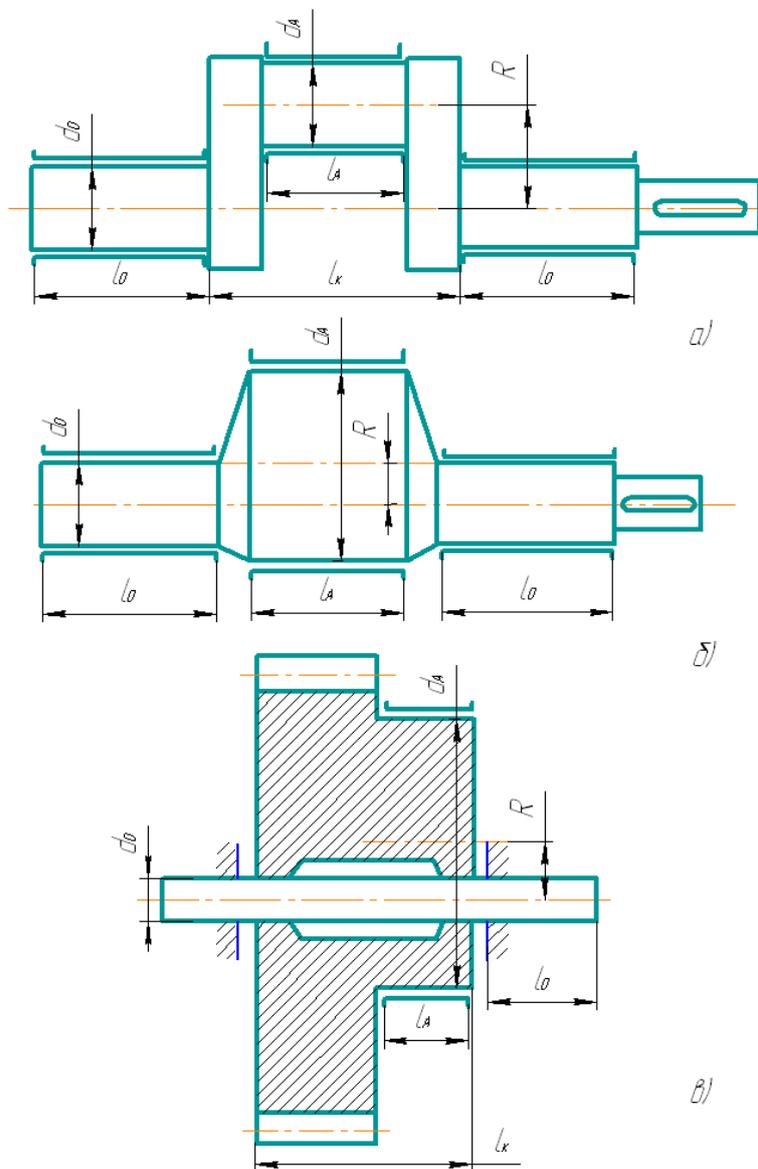


Рис. 5.12. Основні типи валів

Таблиця 5.5 Типи пресів і розрахункові схеми ГВМу

Типи пресів	Найменування	Розрахункова схема
1	Кривошипні гаряче штампувальні	6
2	Горизонтально-кувальні машини	4
3	Карбувальні преси	4, 7
4	Автомати	3–14
Обрізні:		
5	– однокривошипні	4, 5, 7–12
– двох кривошипні		
6	– з одним двох шатунним валом	13, 14
7	– з двома одно шатунними валами	4, 5, 7–12
Листоштампувальні		
– простої дії		

8	– відкриті одностоякові	1, 2
9	– відкриті двохстоякові	3–8
– закриті:		
10	– одно кривошипні	3–12
– двох кривошипні:		
11	– з одним двох шатунним валом	13, 14
12	– з двома одно шатунними валами	4, 5, 7– 12
– чотирьох кривошипні:		
13	– з двома двох шатунними валами	13, 14
14	– з чотирма одно шатунними валами	4, 5, 7– 12
– подвійної дії		
15	– одно кривошипні	4, 5, 7– 12
16	– двох кривошипні з двома одно шатунними валами	4, 5, 7– 12
– чотирьох кривошипні:		
17	– з двома двох шатунними валами	13, 14
18	– з чотирма одно шатунними валами	4, 5, 7– 12

Розрахункова схема 1

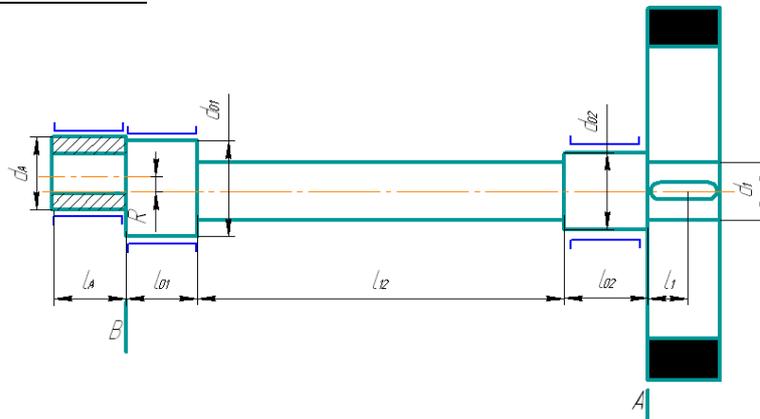


Рис. 5.13. Розрахункова схема 1

Перетин ВВ
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_{\sigma}^B l_A^2 + \Phi_{\tau}^B m_k^2}} ; \quad (5.60)$$

Перетин АА
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_1^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{4c^2 \Phi_{\sigma}^A l_1^2 + \Phi_{\tau}^A m_k^2}} . \quad (5.61)$$

Розрахункова схема 2

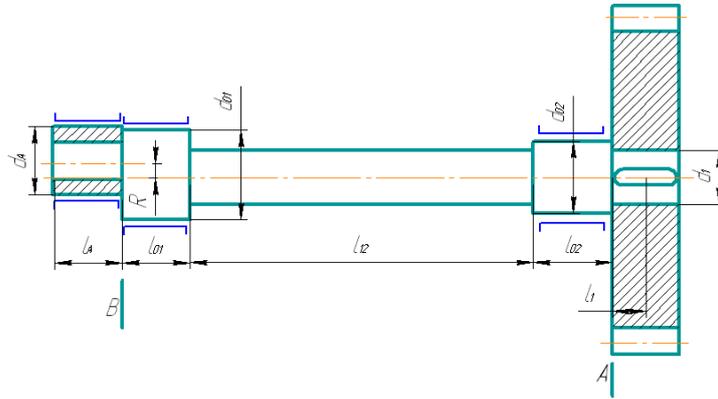


Рис. 5.14. Розрахункова схема 2

Перетин *BB*
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_{\sigma}^B l_A^2 + \Phi_{\tau}^B m_k^2}} ; \quad (5.62)$$

Перетин *AA*
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_1^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{4c^2 \Phi_{\sigma}^A l_1^2 + \Phi_{\tau}^A m_k^2}} . \quad (5.63)$$

Тут позначено:
$$c = \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}} .$$

Розрахункова схема 3

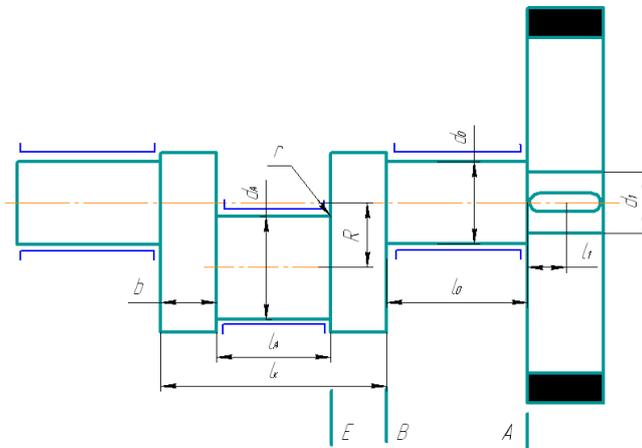


Рис. 5.15. Розрахункова схема 3

Перетин *BB*
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{0,004 \Phi_{\sigma}^B l_0^2 + 0,25 \Phi_{\tau}^B m_k^2}} ; \quad (5.64)$$

при $S_H > d_0$
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_0^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_{\tau}^B (m_k + 0,17d_0)}} ; \quad (5.65)$$

Перетин *EE*
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_{\sigma}^E U_u^2 + 0,25 \Phi_{\tau}^B (m_k - 0,5R \sin \alpha)}}^2, \quad (5.66)$$

де $U_u = 0,062l_O + 0,25(l_k - l_A)$;

$$\text{Перетин } AA \quad P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_1^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{4c^2 \Phi_\sigma^A l_1^2 + \Phi_\tau^A m_k^2}}, \quad (5.67)$$

Розрахункова схема 4

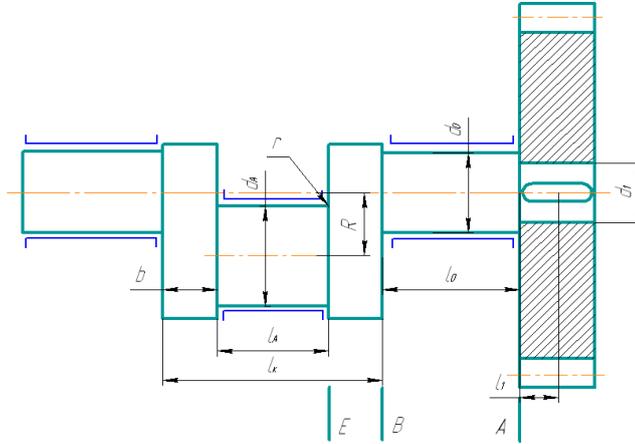


Рис. 5.16. Розрахункова схема 4

$$\text{Перетин } BB \quad P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_O^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + 0,25 \Phi_\tau^B m_k^2}}, \quad (5.68)$$

$$\text{де } U_u = 0,062l_O - (l_1 + 0,88l_O) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_k \cos \alpha_{III}}$$

$$\text{при } S_n > d_O \quad P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_O^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\tau^B (m_k + 0,17d_O)}}; \quad (5.69)$$

Перетин EE

$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^E U_u^2 + 0,25 \Phi_\tau^E (m_k - 0,5R \sin \alpha)^2}}, \quad (5.70)$$

$$\text{де } U_u = 0,062l_O + 0,25(l_k - l_A) - (0,5l_1 + 0,44l_O) *$$

$$= \left(1 + \frac{l_A}{l_k + 0,25l_O} \right) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_k \cos \alpha_{III}}.$$

Розрахункова схема 5

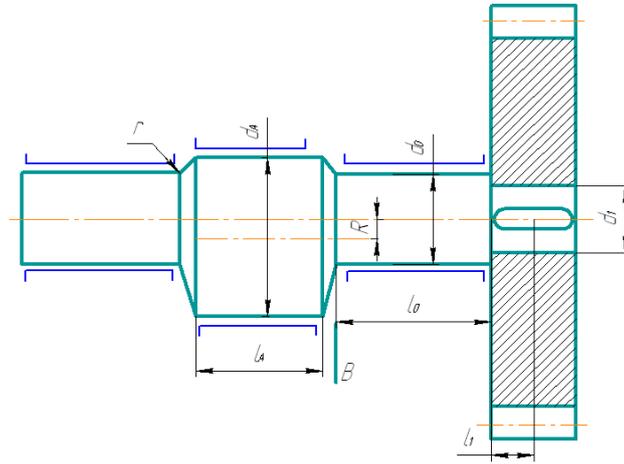


Рис. 5.17. Розрахункова схема 5

Перетин BB

$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + \Phi_\tau^B (0,5m_k + 0,085d_0)^2}}, \quad (5.71)$$

де
$$U_u = 0,17l_0 - (l_1 + 0,7l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}}.$$

Розрахункова схема 6

Перетин AA
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_1^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{4c^2 \Phi_\sigma^A l_1^2 + \Phi_\tau^A m_k^2}}, \quad (5.72)$$

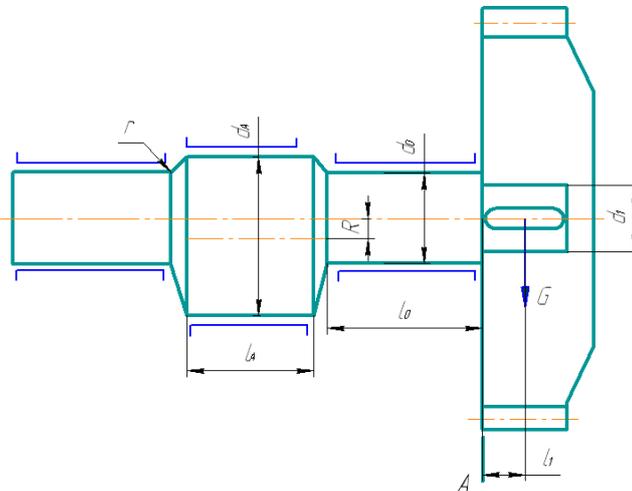


Рис. 5.18. Розрахункова схема 6

Розрахункова схема 7

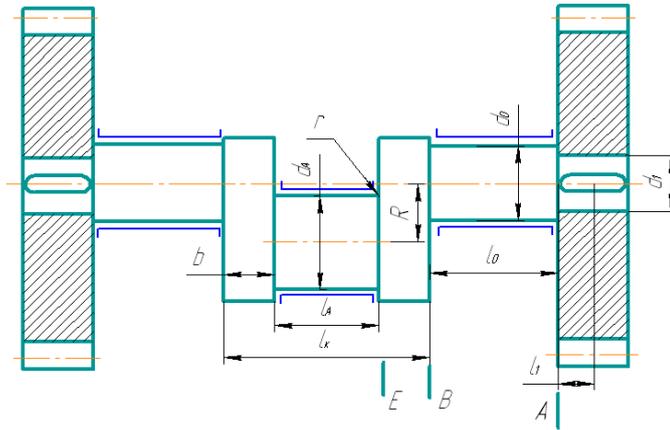


Рис. 5.19. Розрахункова схема 7

Перетин BB
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + 0,062\Phi_\tau^B m_k^2}}; \quad (5.73)$$

де
$$U_u = 0,062l_0 - (l_1 + 0,88l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{2R_k \cos \alpha_{III}};$$

при $S_H > d_0$
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_0^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\tau^B (0,5m_k + 0,17d_0)}}; \quad (5.74)$$

Перетин EE
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 U_u \sqrt{\Phi_\sigma^E}}, \quad (5.75)$$

$$U_u = 0,062l_0 + 0,25(l_k - l_A) - (0,5l_1 + 0,44l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_k \cos \alpha_{III}}.$$

Розрахункова схема 8

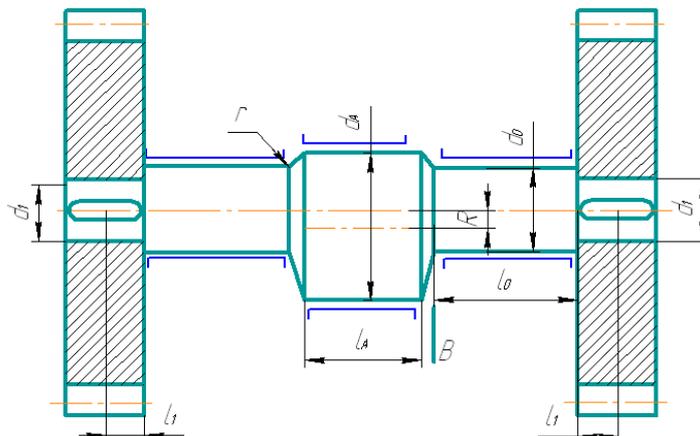


Рис. 5.20. Розрахункова схема 8

Перетин BB
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + \Phi_\tau^B (0,25m_k + 0,17d_0)^2}}, \quad (5.76)$$

де

$$U_u = 0,17l_0 - (l_1 + 0,66l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{2R_k \cos \alpha_{III}}.$$

Розрахункова схема 9

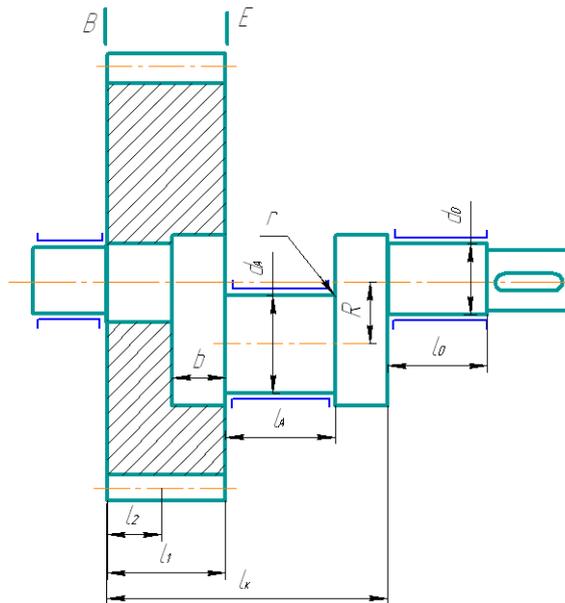


Рис. 5.21. Розрахункова схема 9

Перетин *BB*
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 U_u \sqrt{\Phi_\sigma^B}}, \quad (5.77)$$

$$U_u = \left[\frac{l_k - l_1 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{2R_k \cos \alpha_{ш}} * \frac{l_2 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} \right] \frac{l_0}{8};$$

Перетин *EE*
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^E U_u^2 + 0,062 \Phi_\tau^E m_k^2}}, \quad (5.78)$$

$$U_u = \left[\frac{l_k - l_1 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{2R_k \cos \alpha_{ш}} * \frac{l_2 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} \right] \left(\frac{l_0}{8} + b \right).$$

Розрахункова схема 10

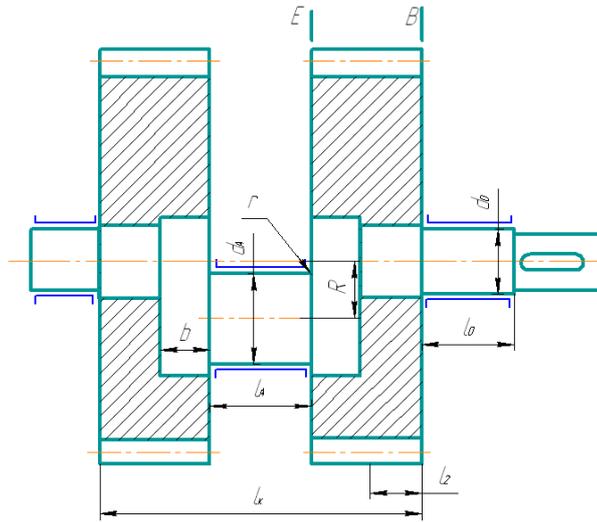


Рис. 5.22. Розрахункова схема 10

Перетин BB
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 U_u \sqrt{\Phi_\sigma^B}}, \quad (5.79)$$

$$U_u = 0,062l_0 \left[1 + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}} \right];$$

Перетин EE
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 U_u \sqrt{\Phi_\sigma^E}}, \quad (5.80)$$

$$U_u = 0,062l_0 + 0,25(l_k - l_A) - (0,062l_0 + 0,5l_2) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}}$$

Розрахункова схема 11

Перетин EE
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_0^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 U_u \sqrt{\Phi_\sigma^E}}, \quad (5.81)$$

$$U_u = \left[\frac{l_k - l_1 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}} * \frac{l_2 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} \right] \left(\frac{l_0}{8} + l_1 \right).$$

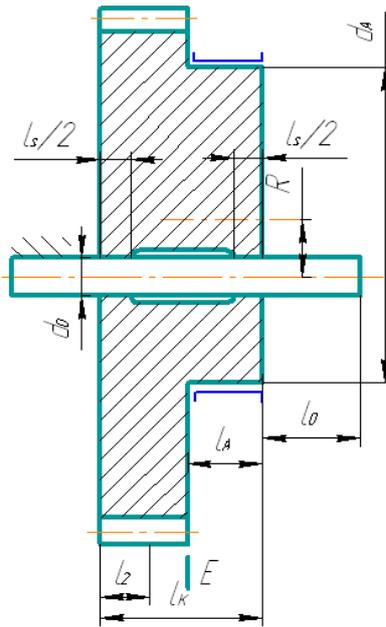


Рис. 5.23. Розрахункова схема 11

Розрахункова схема 12

Перетин *EE*

$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_0^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 U_u \sqrt{\Phi_\sigma^E}}, \quad (5.82)$$

$$U_u = \left(\frac{l_0}{16} + \frac{l_A}{4} \right) * \left(1 + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{R_k \cos \alpha_{III}} \right).$$

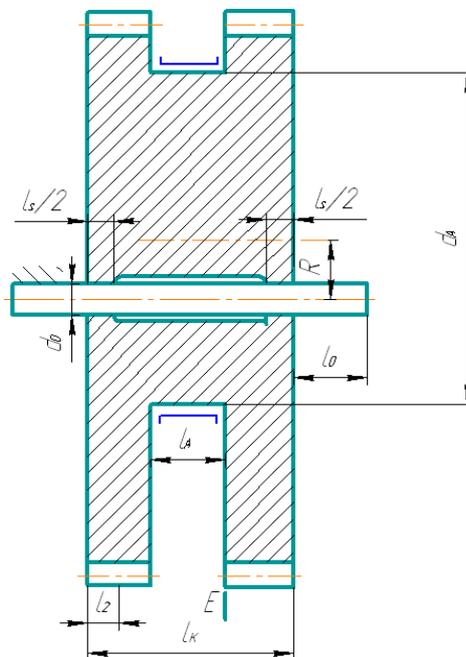


Рис. 5.24. Розрахункова схема 12

Розрахункова схема 13

$$U_u = 0,062l_o + 0,5b - (l_1 + 0,88l_o) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{III})}{2R_k \cos \alpha_{III}}.$$

По емпіричних залежностях, приведеним у табл. 5.6, знаходять попередні розміри валів. Отримані розміри округляють до величини, кратної 5 мм. У таблиці 5.6 типи валів позначені:

- 1 – одноколінчатий вал (рис. 5.12, а);
- 2 – двохколінчатий вал;
- 3 – одно шатунний ексцентрикний вал (рис. 5.12, б);
- 4 – двох шатунний ексцентрикний вал;
- 5 – шестерня-ексцентрикний привід (рис. 5.12, в).

Таблиця 5.6 Орієнтовані розміри головних валів

Параметр	Тип валу				
	1	2	3	4	5
d_B/d_o	1	1	1...1,2	1	1
d_N/d_o	1,2...1,5	1,27...1,5	1,6...1,9	1,54...1,76	1,57
l_o/d_o	1,7...2,5	1,68...2,1	1,04...2,42	1,42...1,89	1,4...1,7
l_k/d_o	2,84	2,24...2,6	1,0	1,07...1,64	2,55
l_N/d_o	1,3...2,1	1,2...1,4	0,7...0,92	0,71...1,04	1,27
r/d_o	0,08	0,07	0,11	0,09...0,14	0,122

Примітка: 1. Для двох колінного ексцентрикного валу ширина проточки між ексцентриками складає $0,52d_o$.

2. Довжина підшипника l_{III} шестерня-ексцентрикного приводу дорівнює довжині опорної шийки l_o вісі.

Користаючись розрахунковими залежностями для обраної схеми ГВМу (рис. 5.13–5.26) визначають допустимі зусилля по міцності вала в зазначених перетинах. Розрахунок допустимі зусилля в діапазоні зміни кута повороту головного валу від 0 до 90° . Результати розрахунків представляють у розрахунковій записці на графіку й у таблиці. У пояснювальній записці обов'язково представляється графік допустимих зусиль по міцності головного вала.

Параметри розрахункових формул (5.60) – (5.86) вибираються в такий спосіб.

Діаметр посадкового місця під зубчасте колесо чи маточину муфти d_1 приймається рівним $d_1 = d_o - (10...40)$ мм.

Відстань від опори до середини зубчастого колеса l_1 приймається рівним половині ширини колеса і відстані від колеса до опори (15...40 мм).

Границя витривалості матеріалу при симетричному знакозмінному циклі вигину σ_{-1H} вибирається табл. 5.7.

Коефіцієнт запасу міцності n приймається по таблиці 5.8. Якщо прес не оснащений запобіжниками від перевантаження по зусиллю, величину коефіцієнта необхідно збільшити на 20...25 %

Значення коефіцієнтів матеріалу Φ_σ і Φ_τ визначаються по графіках, приведеним на рис. 5.27 у залежності від розмірів шийки, матеріалу вала і співвідношення радіуса галтелі і діаметра шийки. При діаметрі більше 280 мм коефіцієнти Φ_σ і Φ_τ залишаються незмінними.

Таблиця 5.7 Механічні властивості сталей для головних валів

Марка сталі	HB або HRC	σ_B	σ_T	σ_{-1H}	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ
		МПа					
45 у	190...240	780	550	340	210	0,15	0,10
45 н	250...280	590	300	240	150	0,20	0,15
40X у	230...280	900	750	400	240	0,15	0,10
40X н	45...50	730	490	320	200	0,25	0,20
40XH	240...80	920	750	400	250	0,20	0,15
35XM	280	900	700	390	240	0,20	0,15
40XHMA 40XH2MA 38XH3MA	240	1000	850	420	260	0,20	0,15

Коефіцієнт c дорівнює відношенню $c = G_M/P_H$, де G_M – вага маховика. При проектувальному розрахунку приблизно можна приймати $c = 0,003...0,004$. Більші значення приймаються для пресів меншого номінального зусилля.

Настановний кут шестірні δ при перевірочному розрахунку визначається по кресленнях прес-аналога. При проектувальному розрахунку кут δ визначається компоувальною схемою преса. Необхідно враховувати, що найменші габарити преса по висоті і довжині забезпечуються при значеннях настановного кута приблизно $45^\circ...60^\circ$ чи $120^\circ...140^\circ$.

Таблиця 5.8 Запас міцності валу n

Тип преса	n
Листоштампувальні:	1,3
ГКМ	1,2...1,3
КГШП	1,5
Карбувальні	1,5
Автомати листоштампувальні	1,6...1,8
Автомати для об'ємного штампування	1,7...2,0

Радіус R_k ділильної окружності зубчастого колеса визначається при розрахунку зубчастої передачі (див. п. 6.3).

Кут зачеплення $\alpha_{ш}$ залежить від ступеня корекції зубчастої передачі і залежить від числа зубів коліс (див. п. 6.3.2); для не коригованих коліс $\alpha_{ш}=20^\circ$.

Для головних валів кривошипних пресів характерний несталий режим перемінних навантажень. Пресс тільки частина загального часу працює з максимальними навантаженнями, тому гранична сумарна напруга менше максимальної напруги. Таке зменшення напруги враховується коефіцієнтом еквівалентного навантаження k_ϵ . У залежності від інтенсивності навантаження всі кривошипні преси підрозділяються на чотири групи:

- 1) переналагоджувані автомати для холодного і гарячого штампування;
- 2) автоматизовані машини всіх типів, витяжні преси, преси для видавлювання і точної вирубки, гільйотині ножиці;
- 3) універсальні листоштампувальні преси, преси для розділових операцій, для холодного об'ємного штампування;
- 4) гаряче штампувальні преси при багато перехідного штампування з ручним обслуговуванням.

Значення коефіцієнта еквівалентного навантаження k_3 , що рекомендуються, для зазначених груп пресів у залежності від номінального числа ходів n_H і коефіцієнта використання числа ходів p_H приведені в табл. 5.9. При розрахунку коефіцієнта k_3 приймається, що середня тривалість робочого ходу складає приблизно 10...20% від часу одного повного ходу повзуна.

Загальний фонд часу T_c роботи преса при двозмінній експлуатації протягом 5 років прийнятий рівним 15000...18000 год., при роботі протягом 9 років – 27000...31000 год.

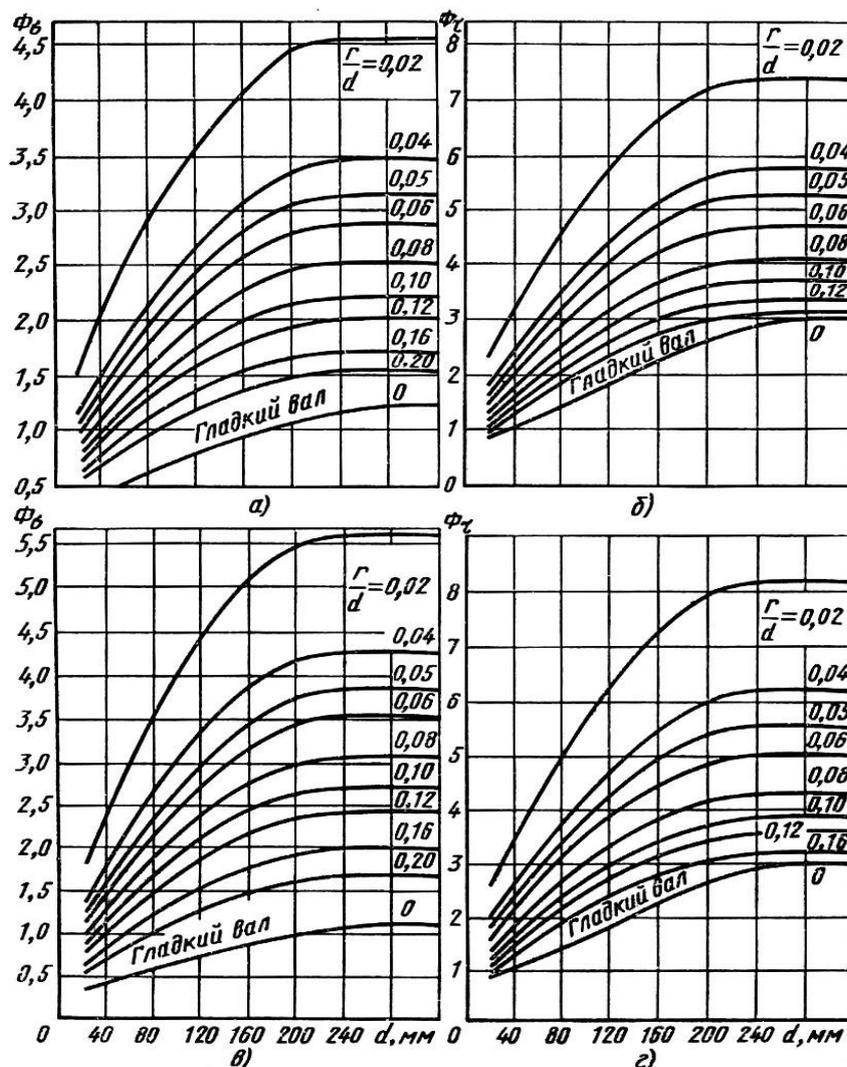


Рис. 5.27. Значення коефіцієнтів Φ_σ і Φ_τ □:

a – Φ_σ для сталі 45 (нормалізованої); *б* – Φ_τ для сталі 45 (нормалізованої); *в* – Φ_σ для сталей 40X і 40XН (поліпшених); *г* – Φ_τ для сталей 40X і 40XН (поліпшених)

Таблиця 5.9 Коефіцієнт еквівалентного навантаження k_3 при розрахунку ГОЛОВНОГО ВАЛА

Група машин	$n_H \cdot p_H$, ХВ ⁻¹	k_3 при T_c , тис. год.	Група машин	$n_H \cdot p_H$, ХВ ⁻¹	k_3 при T_c , тис. год.
-------------	---------------------------------------	--------------------------------	-------------	---------------------------------------	--------------------------------

		15 ...1 8	27... 31			15 ...1 8	27 ...3 1
I	120–250	0,98	1	III	70–120	0,80	0,83
	50–120	0,90	0,96		40–70	0,76	0,80
	20–50	0,86	0,93		20–40	0,70	0,75
	<20	0,80	0,87		10–20	0,63	0,68
				<10	0,61	0,62	
II	50–120	0,87	0,92	IV	30–50	0,62	0,68
	20–50	0,78	0,84		20–30	0,61	0,66
	10–20	0,73	0,78		15–20	0,60	0,63
	<10	0,68	0,72		10–15	0,60	0,61
				<10	0,60	0,60	

Расчет допускаемых усилий на ползуне по прочности зубчатой передачи

6.3. Зусилля, що допускається міцністю зубчастих передач

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

$$P_{д}^{зп} = k_1 k_2 \frac{M_{\min}}{m_k}, \quad (6.1)$$

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 – приведенне 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 6.1.

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	–

6.3.1. 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

$$M_{\min} = \frac{M_{\min}^k}{\eta_3} i_3, \quad (6.2)$$

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_{Π} ;
- виходячи з міцності зубів колеса чи шестерні на вигин за втомю (для запобігання появи зламу зуба із-за втоми) $M_{\text{в}}$;
- виходячи з границі витривалості поверхонь зубів колеса (контактна витривалість) $M_{\text{к}}$.

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} .

6.3.2. Перевірка за припустимою пластичною деформацією зубів колеса

Мінімальний крутильний момент визначають по формулі

$$M_{\Pi} = \left(\frac{[\sigma_k]_{\max}}{CC_1 \cos \beta} \right)^2 \frac{z_k^2 m_H^2 b_k}{k_n (i \pm 1)}, \quad (6.3)$$

де $[\sigma_k]_{\max}$ – нормальна контактна напруга, що допускається, (МПа) з обліком деякої пластичної деформації (табл. 6.2). Для колеса чи шестерні однієї пари вибирають найменше значення;

C – коефіцієнт, що враховує модуль жорсткості матеріалу колеса чи шестерні (табл. 6.3);

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 – $C_1 = 0,6/\sqrt{\text{tg} \alpha_{\text{ш}}}$. Тут $\alpha_{\text{ш}}$ – кут зачеплення, для не коригованих коліс $\alpha_{\text{ш}}=20^\circ$. 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 6.2 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, $b_k = \psi m_n$; Коефіцієнт ψ вибирається по табл. 6.4; 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. 6.5);

k_4 – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні через неточності виготовлення (табл. 6.6); Колова швидкість V зачеплення визначається по формулі

Таблиця 6.3 Коефіцієнт C

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

Таблиця 6.4 Дані для визначення ширини зуба колеса

Матеріал коліс	Місто розташування коліс	$\psi = b/m_n$	$\psi_{ср}$
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 6.5 Коефіцієнт концентрації навантаження k_2

Твердість коліс НВ	Вид передачі i 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

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

n_k – число оборотів за хвилину вала колеса;

i – передатне відношення зубчастої передачі.

Таблиця 6.6 Коефіцієнт динамічного навантаження k_4

Ступінь точності передачі	Твердіст ь колеса 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	–
	Більше 350	1	1,2	1,3	–
7-я нефланк. чи 8-я фланк.	≤ 350	1,1	1,3	1,5	–
	Більше 350	1	1,3	1,4	–
8-я нефланкірована	≤ 350	1,2	1,5	–	–
	Більше 350	1,1	1,4	–	–
Косозубчасті і шевронні колеса					
6-я фланкірована	≤ 350	1	1	1	1,1
	Більше 350	1	1	1	1
6-я нефланк. чи 7-я фланк.	≤ 350	1	1	1,1	1,2
	Більше 350	1	1	1	1,1
7-я нефланк. чи 8-я фланк.	≤ 350	1	1	1,1	1,2
	Більше 350	1	1	1	1,1
8-я нефланкірована	≤ 350	1	1,1	1,3	1,4
	Більше 350	1	1,1	1,2	1,3

Верхній знак в формулі (6.3) 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_H визначається по табл. 6.7 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 6.7 Рекомендовані значення нормального модуля зачеплення

Тип приводу	Характеристика зубчастої передачі	Модуль зачеплення m_H	
		Матеріал колеса	
		чавун	сталь
Одностороння	Тихохідна пара	$0,1 d_0$	$0,09 d_0$

зубчаста передача	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.

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

Мінімальний крутильний момент, визначається по формулі

$$M_{и} = \frac{y_k m_H^2 z_k b_k [\sigma_{-1и}] k_\varepsilon}{0,34 k_{и} (1 + \varphi) \Phi_\sigma [n_u] \cos \beta}, \quad (6.4)$$

де y_k – коефіцієнт форми зуба, що залежить від числа зубів, кута їхнього нахилу, коефіцієнта зсуву і типу передачі, вибирається по табл. 6.8;

$[\sigma_{-1и}]$ – межа втоми матеріалу колеса (МПа) при вигині і симетричному циклі, вибирається по табл. 6.2;

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. 6.9);

Таблиця 6.8 Коефіцієнт форми зуба y_k

$\frac{z}{\cos^2 \beta}$	Коефіцієнт зсуву інструмента									
	-0,6		-0,2		0		0,2		0,4	
	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

Продовження таблиці 6.8

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. 6.10;

ψ_{σ} – коефіцієнт, що залежить від співвідношення границь витривалості при симетричному й від нульовому циклах зміни напруг, приймається по табл. 6.2;

Таблиця 6.9 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	0,15

гальмом на прийомному валу, чи в багатоступінчастому приводі для проміжної передачі з муфтою і гальмом на приводному валу	
---	--

Таблиця 6.10 Значення коефіцієнта $\Phi_{\sigma 0}$ для зубів, виготовлених методом обкатування

σ_B	z_k	Нормальний модуль зачеплення m_n , 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 нереверсивному навантаженні, прийнятий по табл. 6.11.

Таблиця 6.11 Коефіцієнт запасу міцності $[n_H]$

Матеріал колеса	Нормальний модуль зачеплення m_n , 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	—
Сталеve 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

$$k_{3H} = \delta_H \sqrt[m_H]{n_H p_H k_{\text{вер}} i_i} , \quad (6.5)$$

де $\delta_{и}$ – коефіцієнт інтенсивності навантаження при розрахунку на міцність по втомі, вибирається по табл. 6.12 в залежності від групи машин (див. табл. 5.9) та строку служби;

i_i – передатне відношення від головного вала до шестірні, що розраховується.

Для колеса тихохідної передачі $i_i = 1$;

n_n – номінальне число ходів преса;

$p_{и}$ – коефіцієнт використання числа ходів;

$k_{вер}$ – 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 $k_{зi}$ число циклів зміни напруг варто помножити на коефіцієнт імовірності навантаження зубів розрахунковим навантаженням $k_{вер}$.

Таблиця 6.12 Значення коефіцієнта інтенсивності навантаження $\delta_{и}$

Група машин	$\delta_{и}$, при T_c , тис. год			
	15...18		27...31	
	HV<3 50	HV>3 50	HV<3 50	HV>3 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 зубчастієї 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. 6.13, де чисельник – для колеса, знаменник – для шестірні.

Таблиця 6.13 Коефіцієнт імовірності навантаження $k_{вер}$

Розрахунок ва ступінь	$k_{вер}$ для приводу		
	1-ступеневи й	2-ступеневий	3-ступенневи й
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.

Якщо по формулі (6.5) $k_{3и} > 1$, 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 $k_{3и} = 1$.

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 (6.4), але значення параметрів $y_k, b_k, \Phi_{\sigma i} [n_{и}]$ приймають для шестірні.

6.3.4. 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

$$M_{kk} = \left(\frac{[\sigma_k]}{CC_1 \cos \beta} \right)^2 \frac{z_k^2 m_n^2 b_k}{k_k (i \pm 1)}, \quad (6.6)$$

де $[\sigma_k]_{max}$ – нормальна контактна напруга, що допускається, виходячи з міцності поверхні зубів по втомі (табл. 6.2), МПа;

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

$$k_k = k_1 k_2 k_{3к} k_4;$$

$k_{3к}$ – 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 $k_{3к}$ визначається по формулі

$$k_{3к} = \delta_k \sqrt[6]{n_{и} p_{и} k_{вер} i_i}, \quad (6.7)$$

де δ_k – коефіцієнт інтенсивності навантаження при розрахунку на контактну витривалість, вибирається по табл. 6.14.

Якщо по формулі (6.7) $k_{3к} > 1$, тоді приймається $\delta_k = 1$, якщо $\delta_k < 0,6$, тоді приймається $\delta_k = 0,6$.

Таблиця 6.14 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 (6.6) розбиралися раніше.

6.4. 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. 6.15.

Таблиця 6.15 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	Чеканочні	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

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

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.

Додаток 1. Перелік стандартів на кривошипні преси

- ГОСТ 18323-86. Оборудование кузнечно-прессовое. Термины и определения.
- ГОСТ 7600-76. Машины кузнечно-прессовые. Общие технические требования.
- ГОСТ 4.456-86. Кузнечно-прессовое оборудование. Номенклатура показателей.
- ГОСТ 15961-80. Машины кузнечно-прессовые. Общие требования к условиям испытания и методам проверок на точность.
- ГОСТ 9408-89. Прессы однокривошипные простого действия открытые. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 9222-87. Прессы двухкривошипные простого действия открытые. Основные параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 10026-87. Прессы однокривошипные простого действия закрытые. Основные параметры и размеры.
- ГОСТ 15475-89. Прессы однокривошипные простого действия закрытые. Нормы точности.
- ГОСТ 7766-88. Прессы двухкривошипные простого действия закрытые. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 16267-84. Прессы четырехкривошипные закрытые простого действия. Основные параметры и размеры.
- ГОСТ 23794-84. Прессы четырехкривошипные закрытые простого действия. Нормы точности.
- ГОСТ 7639-88. Прессы однокривошипные двойного действия закрытые. Основные параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 8247-84. Прессы двухкривошипные закрытые двойного действия. Ряд номинальных усилий вытяжного ползуна.
- ГОСТ 17289-80. Прессы двухкривошипные закрытые двойного действия. Нормы точности.
- ГОСТ 16268-84. Прессы четырехкривошипные закрытые двойного действия. Основные параметры и размеры.
- ГОСТ 9226-79. Прессы листоштамповочные. Размеры и расположение пазов и отверстий для крепления штампов.
- ГОСТ 6809-87. Прессы кривошипные горячештамповочные. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 7023-89. Машины горизонтально-ковочные с вертикальным разъемом матриц. Параметры и размеры. Нормы точности.

- ГОСТ 5384–89. Прессы холодноштамповочные кривошипно-коленные. Параметры и размеры. Размеры и расположение пазов и отверстий для крепления штампов. Нормы точности.
- ГОСТ 8248-88. Ножницы сортовые кривошипные закрытые. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 6282-88. Ножницы листовые кривошипные с наклонным ножом. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 17289–80. Прессы листогибочные. Основные параметры и размеры.
- ГОСТ 11834–79. Прессы листогибочные. Нормы точности.
- ГОСТ 16434-80. Вальцы ковочные консольные. Основные параметры и размеры.
- ГОСТ 9861–83. Автоматы холодноштамповочные четырехпозиционные для крепежных изделий стержневого типа. Основные параметры и размеры.
- ГОСТ 5626–81. Автоматы обрезные. Основные параметры.
- ГОСТ 8260–88. Автоматы листоштамповочные многопозиционные. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 10739–84. Автоматы листоштамповочные с нижним приводом. Параметры и размеры. Нормы точности.
- ГОСТ 25909-85. Прессы-автоматы для чистовой вырубки. Основные параметры и размеры.