

## 7. РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ГОЛОВНОГО ВАЛУ

### 7.1. Класифікація головних валів

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

Кривошипні вали застосовують у відкритих одностоякових пресах зусиллям до 1,6 МН. Звичайно вал має механізм регулювання ходу повзуна у виді ексцентрикової втулки, установленної на кривошипі. Застосування таких валів останнім часом обмежено внаслідок невисокої його жорсткості через консольне додаткове 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  $ГВМ$  у 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 вали. 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 40Х, 40ХН, 40ХНМ. Звичайно вал піддають поліпшенню, тобто загартуванню з низькотемпературною відпусткою.

## **7.2. 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 навантажень і властивостей опор. 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 валу 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

$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{U_u^2\Phi_\sigma+\Phi_\tau(0,5U_k+0,17d_0U_Q)^2}}, \quad (7.1)$$

де  $d_0$  – діаметр розрахункового перетину;

$n$  – коефіцієнт запасу міцності;

$k_3$  – коефіцієнт еквівалентного навантаження;

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

$U_u, U_k, U_Q$  – відповідно, приведене плече згинаючого моменту, приведене плече моменту, що крутить, і коефіцієнт поперечних сил;

$\Phi_\sigma, \Phi_\tau$  – коефіцієнти, що характеризують механічні властивості матеріалу вала по нормальних і дотичних напруженнях.

Значення коефіцієнтів  $U_u, U_k, U_Q$  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 ( $S_{\text{max}} > d_0$ ), коли відносно зростає крутильний момент, можна зневажати дією згинаючих сил ( $U_u=0$ ).

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

Наприклад, для перетину  $BB$  одно кривошипного преса з маховиком на головному валу (рис. 7.1):

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

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

$$P_{\text{доп}}^B = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1н}}{nk_э\sqrt{0,004l_0^2\Phi_\sigma^B + \Phi_\tau^B(0,5m_k + 0,085d_0)^2}} \quad (7.2)$$

З формули (7.2) випливає, що основними напрямками зміни міцності вала є зміна розрахункового діаметра ( $d_0$ ) і зміна матеріалу вала ( $\sigma_{-1н}$ ).

### 7.3. Допустимі зусилля по міцності головного вала

В сучасних кривошипних пресах використовуються в основному три типи валів, показані на рис. 7.1, та їх різновиди. Усі преси в залежності від технологічного призначення і конструктивного виконання  $ГВМу$  розділені на 18 типів (табл. 7.1), яким відповідають 14 розрахункових схем  $ГВМу$ , представлених на рис. 7.2-7.15.

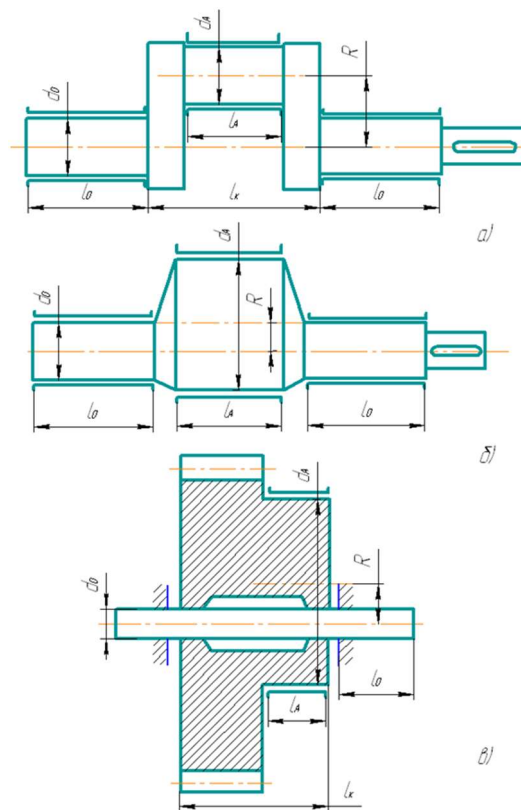


Рис. 7.1 Основні типи валів

Початкові розміри вала при перевірочному розрахунку визначаються по кресленнях пресів-аналогів, довідковим даним.

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. 7.1, а)

$$P_H < 2 \text{ МН} \quad d_0 = 140\sqrt{P_H + 0,02}; \quad (7.3)$$

$$P_H > 2 \text{ МН} \quad d_0 = 120\sqrt{P_H + 0,6}; \quad (7.4)$$

- двохколінчатий вал

$$P_H < 1,6 \text{ МН} \quad d_0 = 140\sqrt{P_H}; \quad (7.5)$$

$$P_H > 1,6 \text{ МН} \quad d_0 = 90\sqrt{P_H + 3}; \quad (7.6)$$

- ексцентриковий вал (рис. 7.1, б)

$$d_0 = 103\sqrt{P_H + 1}; \quad (7.7)$$

- колінчатий вал ГKM

$$d_0 = (100 \dots 130)\sqrt{P_H}; \quad (7.8)$$

- осі шестерня-ексцентрикового приводу (рис. 7, в)

$$d_0 = 25 P_H + 110 \dots 120. \quad (7.9)$$

**Таблиця 7.1 Типи пресів і розрахункові схеми ГВМу**

Типи	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

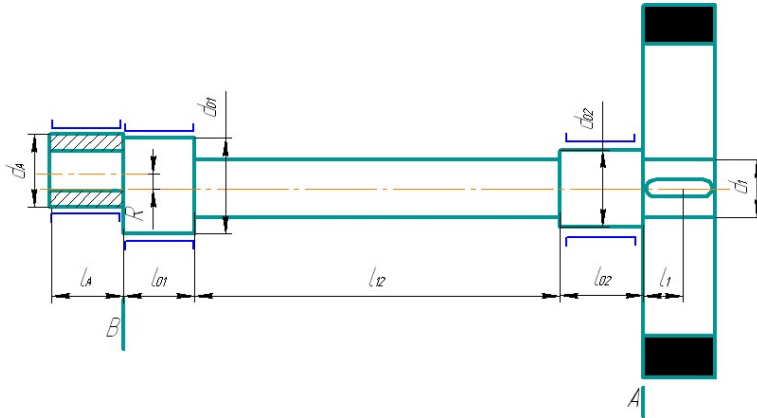


Рис. 7.2. Розрахункова схема 1

Перетин *BB* 
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d^3\sigma_{-1H}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B l_A^2 + \Phi_\tau^B m_k^2}} ; \quad (7.10)$$

Перетин *AA* 
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1H}}{nk_3\sqrt{4c^2\Phi_\sigma^A l_1^2 + \Phi_\tau^A m_k^2}} . \quad (7.11)$$

Розрахункова схема 2

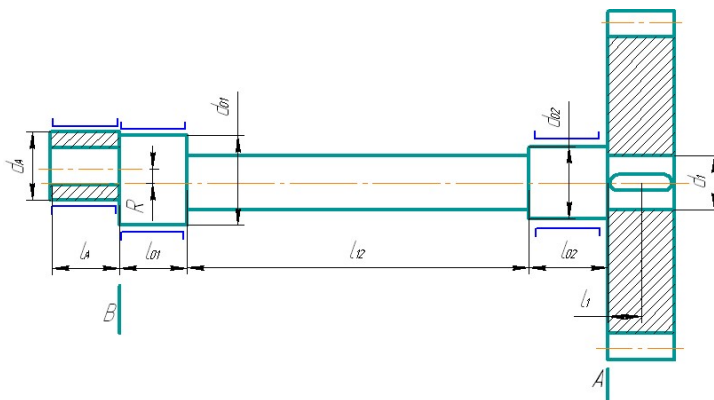


Рис. 7.3. Розрахункова схема 2

Перетин  $BB$  
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{\Phi_\sigma^B l_A^2 + \Phi_\tau^B m_k^2}}; \quad (7.12)$$

Перетин  $AA$  
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{4c^2\Phi_\sigma^A l_1^2 + \Phi_\tau^A m_k^2}}. \quad (7.13)$$

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

Розрахункова схема 3

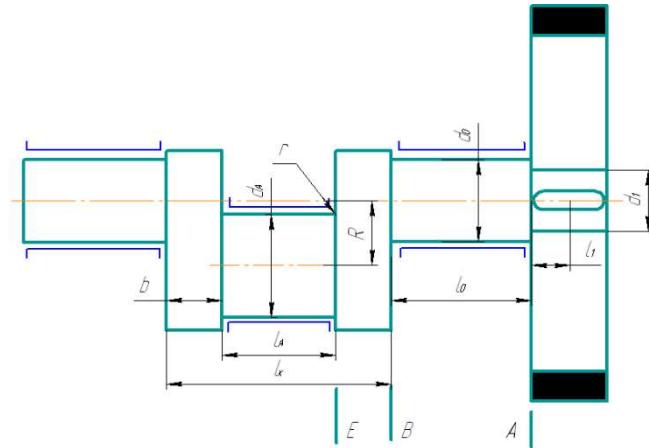


Рис. 7.4. Розрахункова схема 3

Перетин  $BB$  
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{0,004\Phi_\sigma^B l_0^2 + 0,25\Phi_\tau^B m_k^2}}; \quad (7.14)$$

при  $S_H > d_0$  
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{\Phi_\tau^B (m_k + 0,17d_0)}}; \quad (7.15)$$

Перетин  $EE$

$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_A^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{\Phi_\sigma^E U_u^2 + 0,25\Phi_\tau^B (m_k - 0,5R \sin \alpha)}}, \quad (7.16)$$

де

$$U_u = 0,062l_0 + 0,25(l_K - l_A);$$

Перетин  $AA$  
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{4c^2\Phi_\sigma^A l_1^2 + \Phi_\tau^A m_k^2}}, \quad (7.17)$$

Розрахункова схема 4

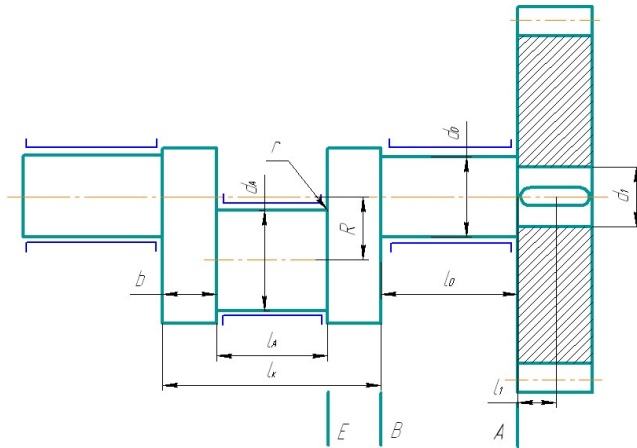


Рис. 7.5. Розрахункова схема 4

Перетин  $BB$  
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + 0,25\Phi_\tau^B m_k^2}}, \quad (7.18)$$

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

при  $S_H > d_0$  
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{\Phi_\tau^B (m_k + 0,17d_0)}}; \quad (7.19)$$

Перетин  $EE$

$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_A^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{\Phi_\sigma^E U_u^2 + 0,25\Phi_\tau^E (m_k - 0,5R \sin \alpha_{ш})^2}}, \quad (7.20)$$

$$\begin{aligned} \text{де } U_u &= 0,062l_0 + 0,25(l_k - l_A) - (0,5l_1 + 0,44l_0) * \\ &= \left(1 + \frac{l_A}{l_k + 0,25l_0}\right) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}}. \end{aligned}$$

Розрахункова схема 5

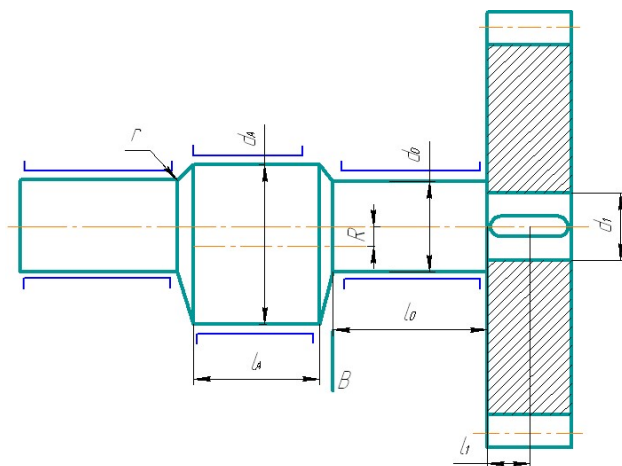


Рис. 7.6 Розрахункова схема 5



Перетин *ВВ*

$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1н}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + \Phi_\tau^B (0,5m_k + 0,085d_0)^2}}, \quad (7.21)$$

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

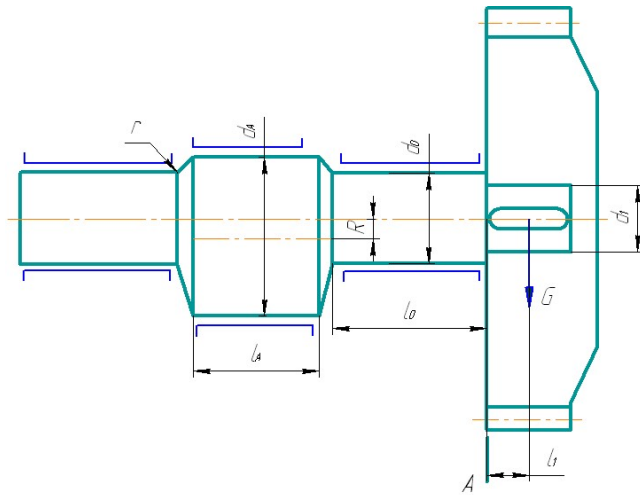


Рис. 7.7. Розрахункова схема 6

Перетин *АА* 
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1н}}{nk_3\sqrt{4c^2\Phi_\sigma^A l_1^2 + \Phi_\tau^A m_k^2}}, \quad (7.22)$$

Розрахункова схема 7

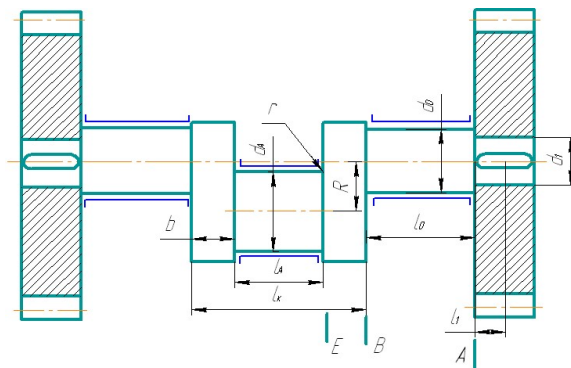


Рис. 7.8 Розрахункова схема 7

Перетин *ВВ* 
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1н}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + 0,062\Phi_\tau^B m_k^2}}; \quad (7.23)$$

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

при  $S_H > d_0$   $P_{доп} = \frac{0,2d_0^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\tau^B(0,5m_k + 0,17d_0)}};$  (7.24)

Перетин  $EE$   $P_{доп} = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 U_u \sqrt{\Phi_\sigma^E}};$  (7.25)

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

Розрахункова схема 8

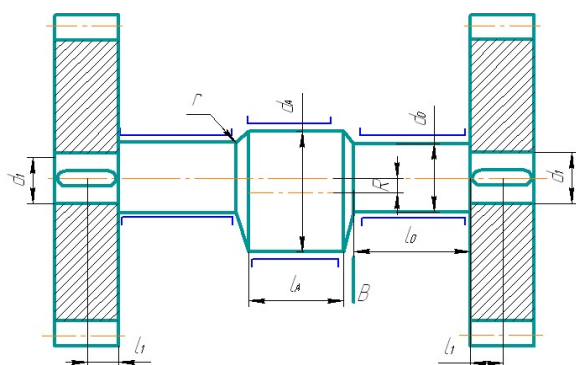


Рис. 7.9 Розрахункова схема 8

Перетин  $BB$   $P_{доп} = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1и}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + \Phi_\tau^B(0,25m_k + 0,17d_0)^2}};$  (7.26)

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

Розрахункова схема 9

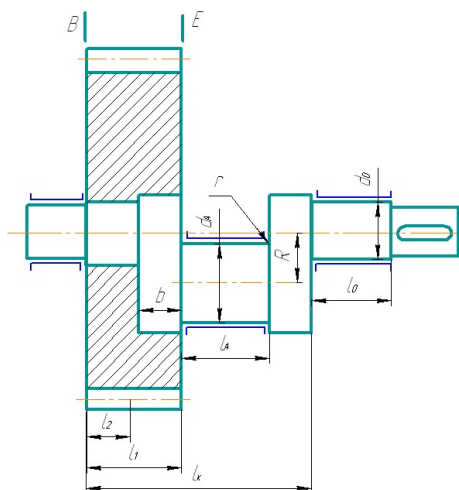


Рис. 7.10 Розрахункова схема 9



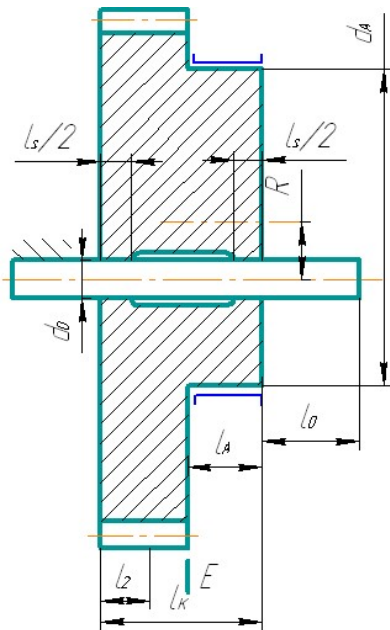


Рис. 7.12 Розрахункова схема 11

Розрахункова схема 12

Перетин  $EE$  
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1н}}{nk_3U_u\sqrt{\Phi_\sigma^E}}, \quad (7.32)$$

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

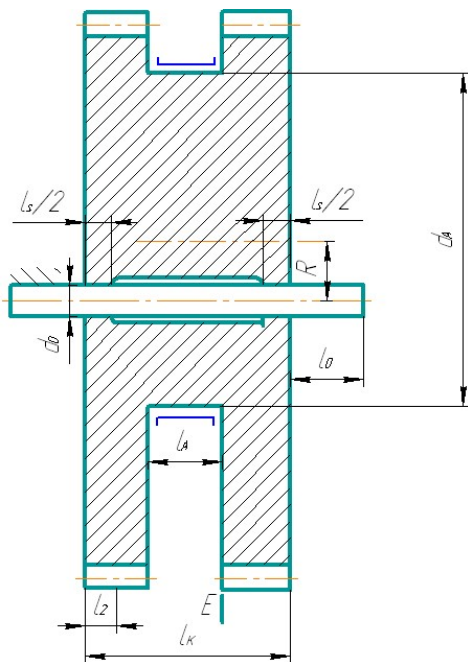


Рис. 7.13 Розрахункова схема 12

Розрахункова схема 13

Перетин  $BB$  
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + 0,25\Phi_\tau^B m_k^2}}, \quad (7.33)$$

$$U_u = 0,062l_0 - (l_1 + 0,88l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}}.$$

Перетин  $EE$  
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_A^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^E U_u^2 + 0,062\Phi_\tau^E m_k^2}}, \quad (7.34)$$

$$U_u = 0,062l_0 + 0,5b - (l_1 + 0,88l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}}.$$

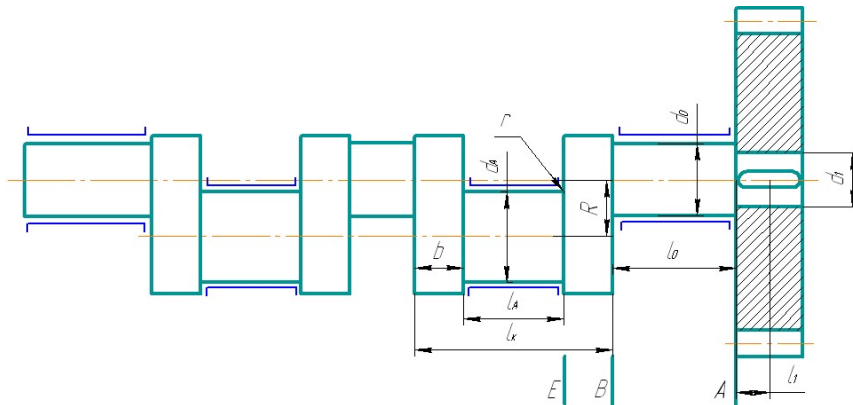


Рис. 7.14 Розрахункова схема 13

Розрахункова схема 14

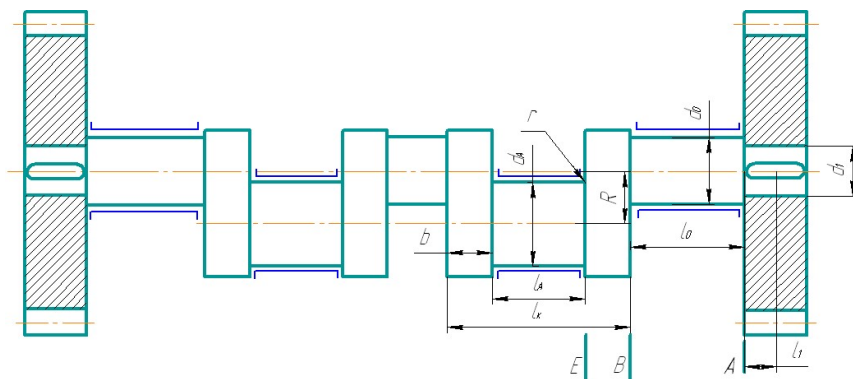


Рис. 7.15 Розрахункова схема 14

Перетин  $BB$  
$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + 0,062\Phi_\tau^B m_k^2}}, \quad (7.35)$$

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

Перетин  $EE$

$$P_{\text{доп}} = \frac{0,1d_A^3\sigma_{-1H}}{nk_3U_u\sqrt{\Phi_\sigma^E}}, \quad (7.36)$$

$$U_u = 0,062l_0 + 0,5b - (l_1 + 0,88l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{\text{ш}})}{2R_k \cos \alpha_{\text{ш}}}.$$

По емпіричних залежностях, приведеним у табл.7.2, знаходять попередні розміри валів. Отримані розміри округляють до величини, кратної 5 мм. У таблиці 7.2 типи валів позначені:

- 1 – одноколінчатий вал (рис. 7.1, а);
- 2 – двохколінчатий вал;
- 3 – одно шатунний ексцентриканий вал (рис. 7.1, б);
- 4 – двох шатунний ексцентриканий вал;
- 5 – шестерня-ексцентриканий привід (рис. 7.1, в).

**Таблиця 7.2 Орієнтовані розміри головних валів**

Параметр	Тип валу				
	1	2	3	4	5
$d_B/d_0$	1	1	1...1,2	1	1
$d_A/d_0$	1,2...1,5	1,27...1,5	1,6...1,9	1,54...1,76	1,57
$l_0/d_0$	1,7...2,5	1,68...2,1	1,04...2,42	1,42...1,89	1,4...1,7
$l_k/d_0$	2,84	2,24...2,6	1,0	1,07...1,64	2,55
$l_A/d_0$	1,3...2,1	1,2...1,4	0,7...0,92	0,71...1,04	1,27
$r/d_0$	0,08	0,07	0,11	0,09...0,14	0,122

Примітка: 1. Для двох колінного ексцентриканий валу ширина проточки між ексцентриками складає  $0,52d_0$ .

2. Довжина підшипника  $l_{\text{ш}}$  шестерня-ексцентриканий привоу дорівнює довжині опорної шийки  $l_0$  вісі.

Користаючись розрахунковими залежностями для обраної схеми ГВМу (рис. 7.2–7.15) визначають допустимі зусилля по міцності вала в зазначених перетинах. Розрахунок допускні зусилля в діапазоні зміни кута повороту головного валу від 0 до 90°. Результати розрахунків представляють у вигляді графіків та таблиць.

Параметри розрахункових формул вибираються в такий спосіб.

Діаметр посадкового місця під зубчасте колесо чи маточину муфти  $d_1$  приймається рівним  $d_1 = d_0 - (10...40)$ 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  $\sigma_{-1и}$  вибирається табл. 7.3.

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  $\Phi\sigma$  і  $\Phi\tau$  визначаються по графіках, приведеним на рис. 7.16 у залежності від розмірів шийки, матеріалу вала і співвідношення радіуса галтелі і діаметра шийки. При діаметрі більше 280 мм коефіцієнти  $\Phi\sigma$  і  $\Phi\tau$  залишаються незмінними.

**Таблиця 7.3 Механічні властивості сталей для головних валів**

Марка сталі	HB або HRC	$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1и}$	$\tau_{-1}$	$\psi_\sigma$	$\psi_\tau$
		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
40XНМА 40XН2МА 38XН3МА	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  $\delta$  при перевірочному розрахунку визначається по кресленнях прес-аналога. При проектувальному розрахунку кут  $\delta$  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 7.4 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.

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. Прес тільки частину загального часу працює з максимальними навантаженнями, тому гранична сумарна напруга менше максимальної напруги. Таке зменшення напруги враховується коефіцієнтом еквівалентного навантаження  $k_3$ . 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, гільйотинні 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  $n_n$  і коефіцієнта використання числа ходів  $p_n$  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.

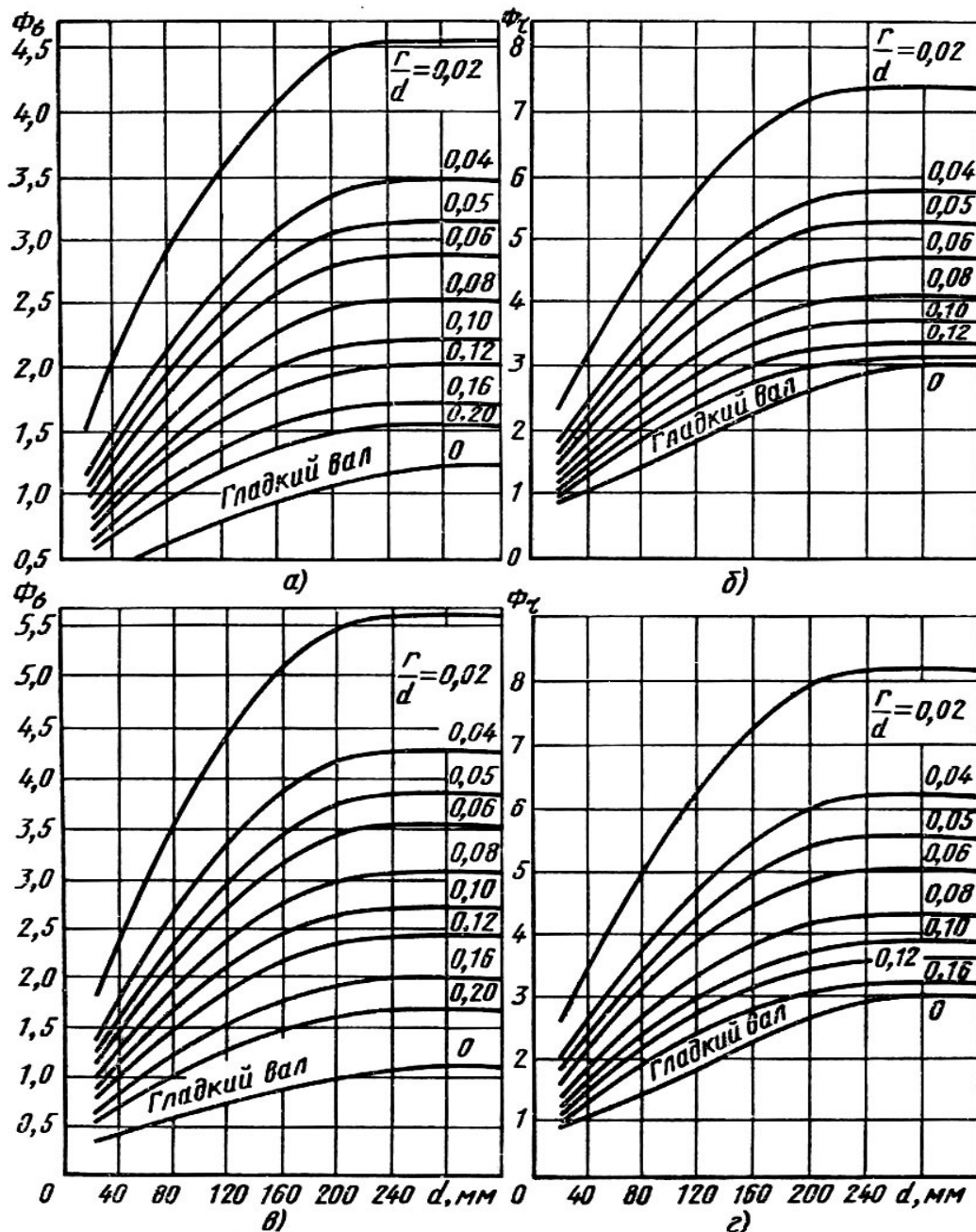


Рис. 7.16 Значення коефіцієнтів  $\Phi_{\sigma}$  і  $\Phi_{\tau}$  □:

*a* –  $\Phi_{\sigma}$  для сталі 45 (нормалізованої); *б* –  $\Phi_{\tau}$  для сталі 45 (нормалізованої); *в* –  $\Phi_{\sigma}$  для сталей 40X и 40XH (поліпшених); *г* –  $\Phi_{\tau}$  для сталей 40X и 40XH (поліпшених)

**Таблиця 7.5 Коефіцієнт еквівалентного навантаження  $k_3$  при розрахунку головного вала**

Група машин	$n_H \cdot \rho_{и}, \text{ХВ}^{-1}$	$k_3$ при $T_c$ , тис. год.		Група машин	$n_H \cdot \rho_{и}, \text{ХВ}^{-1}$	$k_3$ при $T_c$ , тис. год.	
		15...8	27...31			15...18	27...31
	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

### 7.9 Питомі зусилля в парах ГВМу

Оцінку завантаженості опор рекомендується робити по величині центрального питомого зусилля  $q_o$  у нижній, самій навантажений, точці опори. При початковому зазорі в шарнірах головного виконавчого механізму преса  $\delta=0,001r$ , питоме зусилля  $q_o$  визначається по рис. 7.17 чи по наступним формулах у залежності від типу опори ( $r$  – радіус опори шарніра):

- циліндрична опора

$$q_o = 5,1277 q_{\text{ср}}^{0,8225}, \quad (7.37)$$

- сферична опора, пара сталь-чавун

$$q_o = 13,6086 \Leftrightarrow q_{\text{ср}}^{0,7115}, \quad (7.38)$$

- сферична опора, пара сталь-сталь

$$q_o = 19,2352 \Leftrightarrow q_{\text{ср}}^{0,6828}. \quad (7.39)$$

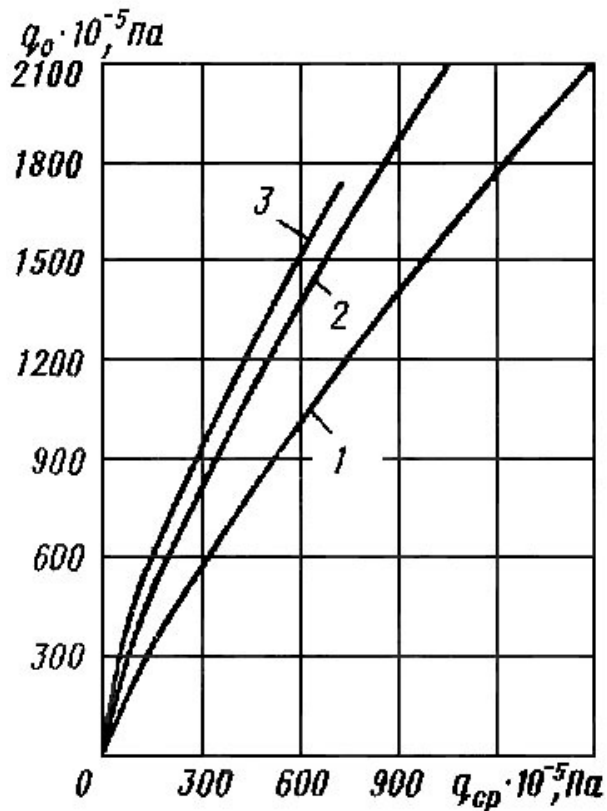


Рис. 7.17 Залежність центрального питомого зусилля від  $q_{cp}$

1 – циліндричні опори; 2 – сферичні опори (пари сталь – чавун); 3 – сферичні опори (пари сталь – сталь)

Питоме зусилля  $q_{cp}$  у формулах (7.37)–(7.39) визначається по наступним формулах.

Питомі зусилля в малій голівці шатуна:

- у кульовій голівці

$$q_B = \frac{P_H}{\pi r_B^2}; \quad (7.40)$$

- у циліндричній голівці

$$q_B = \frac{P_H}{d_B b}. \quad (7.41)$$

Питомі зусилля у великій голівці шатуна

$$q_A = \frac{P_H}{d_A l_{ш}}. \quad (7.42)$$

Питомі зусилля в опорах головного вала

$$q_O = \frac{P_H}{2d_O l_O}. \quad (7.43)$$

У формулах позначено:

$b$  – ширина опори (малої голівки шатуна);

$d_A, d_B, d_0$  – відповідно діаметр шатунної шийки головного вала, малої голівки шатуна і корінних опор вала:

$l_{ш}, b, l_0$  – відповідно ширина шатунної шийки, ширина малої голівки шатуна і довжина корінних опор вала.

Припустимі значення питомих зусиль у шарнірах механізмів пресів приведені в табл. 7.6, причому менші значення тиску приймаються для пресів з меншим номінальним зусиллям.

У зв'язку з високими питомими тисками в опорах кривошипних пресів застосовують бронзу БрОФ 10–1. Застосування бронзи з 10 % Sn і 5 % Р варто обмежити, бронзу БрОЦС 5–5–5 застосовувати лише в малонавантажених невідповідальних з'єднаннях. Для під'ятників у з'єднаннях шатуна з повзуном при малій швидкості ковзання і гарному змащенню іноді застосовують загартовані чи сталі чавуни з міцністю не нижче чим у СЧ 20. Цементуємі чи високо вуглецеві сталі з твердістю HRC 60...62 іноді застосовують для силових чотирьох ланцюгових тихохідних колінно-важільних пресів і напрямних ГKM.

**Таблиця 7.6 Припустимі питомі зусилля в шарнірах механізмів пресів**

Прес чи виконавчий механізм	$[q_0]$ , МПа, в опорі сполучення		
	корінні опори	велика голівка шатуна	мала голівка шатуна
КГШП	58...80	82,5...124	110...155
ГKM	34...82	59...215	153...215
<b>Листоштампувальні преси:</b>			
– одно кривошипні простої дії	23...55	30...73	75...190
– подвійної дії	26...57	34...90	74...122
– багато кривошипні простої дії	25...48	19...56	67...127
Вирубні автомати	24...36	27,5...34	25...90
Привід зовнішнього повзуна листоштампувальних пресів	21...60	66...109	60...101
Затискний механізм ГKM	27...66	27...84	27...110
Карбувальні преси і преси для видавлювання	145...213		–

Навантаженість опор перевіряється по величині комплексного показника – потужності тертя  $N_y$ , що приходить на одиницю площі опори

$$N_y = \frac{p_n n_n \mu R k_q k_\beta \psi}{120l}, \quad (7.44)$$

де  $p_n$  – коефіцієнт використання числа ходів;

$R$  – реакція в опорі при номінальному зусиллі на повзуні;

$k_q$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу питомих сил;

$k_\beta$  – середньоінтегральний аналог швидкості, що враховує тип *ГВМу*;

$\psi$  – приведений кут робочого ходу, прийнятий по табл. 3.2 у залежності від типу преса і виконуваної технологічної операції;

$l$  – загальна довжина опори.

При  $q_0$  менше 30 МПа коефіцієнт  $k_q$  приймається рівним  $k_q = 2$ , при  $q_0$  більшому 30 МПа –  $k_q = 1,6$ . Для корінних опор головного вала і всіх ножиців  $k_\beta = 1$ , для опор з'єднання кривошипа із шатуном (шарнір *A*) у кривошипно-шатунному підсумовуючому механізмі  $k_\beta = 1 + \lambda$  у диференціальному механізмі –  $k_\beta = 1 - \lambda$ , для опор з'єднання шатуна з повзуном (шарнір *B*) –  $k_\beta = \lambda$ .

Для бронзових вкладишів показник  $N_y$  не повинний перевищувати 6 МН/(м·хв), для чавунних і сталевих – 12 МН/(м·хв).