

5. ПРОЕКТУВАННЯ ПОВЗУНІВ

5.1 Визначення повзуна

Головний виконавчий механізм (*ГВМ*) преса призначений для перетворення обертального руху привода в зворотно-поступальний рух основного робочого органа преса – повзуна. *ГВМ*, основною частиною якого є повзун, повинний забезпечувати одержання точних за формою і розмірами виробів. Точність штампування визначається багатьма факторами. З погляду конструкції *ГВМу* основними з них є співвідношення розмірів повзуна, величина зазорів у направляючих, жорсткість деталей *ГВМу*, величина питомого тиску на напрямні повзуна, зсув навантаження від центральної лінії, розміри *ГВМу* й ін.

До складу *ГВМу* входять головний один чи кілька валів, один чи більше шатунів, повзун. Крім того прес може бути обладнаний допоміжними механізмами, що монтуються в *ГВМі* (механізми регулювання закритої висоти, ходу повзуна, врівноважувачі, запобіжники від перевантаження, виштовхувачі й ін.). Конструктивно будучи частиною *ГВМу*, вони призначені для інших функцій і розглядаються у відповідних розділах.

Конструювання і розрахунок деталей *ГВМу* – головного вала, шатуну і повзуна виконується спільно, тому що усі вони мають безліч взаємозалежних характеристик і параметри однієї деталі залежать і впливають на параметри інших.

Класифікація і конструктивні особливості деталей *ГВМу* вивчаються в курсі «Ковальсько-штампувальне обладнання» і докладно розглянуті в навчальній і спеціальній літературі.

Повзун є основним робочим органом преса, і до нього пред'являють ряд високих вимог.

Конструкція і форма повзуна визначаються в першу чергу, технологічним призначенням преса і залежать від габаритних розмірів виготовлених виробів і розподілу навантаження по робочій площині, що характеризується величиною максимального питомого зусилля деформування $p_{\max}$.

На повзунах листоштампувальних однокривошипних пресів максимальне питоме зусилля складає 15...50 МПа. Для них застосовують зварені чи полегшені литі повзуни з чавунів марок не нижче СЧ 20. Зварені повзуни мають ребра жорсткості безпосередньо в просторі під місцем кріплення шатуна.

Повзуни листоштампувальних двох- і чотирьохкривошипних пресів, як правило, навантажуються невисоким питомим зусиллям ($p_{\max}$ менш 20 МПа). Їх виготовляють звичайно звареними коробчастого типу. Силовий пояс повзуна проходить по периметрі, посиленому подовжніми і поперечними ребрами. Преси призначені для виготовлення виробів зі збільшеними габаритними розмірами в плані, тому для збільшення стійкості повзуна ГВМ включає два чи чотири шатуни.

Повзуни листоштампувальних спеціалізованих пресів, у яких величина $p_{\max}$ складає 40...80 МПа, виготовляють з чавунів СЧ 20 чи СЧ 25.

Повзуни пресів для гарячого об'ємного штампування піддаються дії значних питомих зусиль ($p_{\max}=150...600$ МПа). З обліком щодо невеликих розмірів виготовлених виробів, повзуни виготовляються зі сталі не нижче 35Л с мінімальною зоною деформації.

Найбільші питомі зусилля розвиваються в пресах для холодного об'ємного штампування, спеціалізованих КГШП ($p_{\max} = 800...1200$ МПа). Повзуни таких пресів виготовляють зі сталі 45Л. При конструюванні повзуна знижують до мінімуму отвору, пази, різкі переходи перетину й інші концентратори напруг.

Повзуни пресів для багатоперехідного об'ємного штампування піддаються нецентральному навантаженню, тому для зменшення перекосів і збільшення точності виробів повзуни мають додаткові напрямні, виготовлені на подовженому хоботі.

Задовільна робота повзуна забезпечується при визначеному відношенні довжини напрямних повзуна до їхньої ширини. У сучасних пресах це відношення складає:

- | | |
|------------------------------------|--------------|
| • однокривошипні преси | – 1,4...2,5 |
| • двохкривошипні преси | – 0,4...0,5 |
| • КГШП | – 2,5...3 |
| • ГKM : – у горизонтальній площині | – 5,5...6 |
| – у вертикальній площині | – 25...30 |
| – холодновисаджувальні автомати | – більш 2,3. |

Габаритні розміри повзуна визначаються максимальними розмірами деталей що штампуються і задаються в стандарті на основні параметри преса.

Величина зазору Δ у напрямних повзуна залежить від цілого ряду факторів, у першу чергу: типорозміру преса, його технологічного призначення, теплового розширення повзуна, якості обробки направляючих, піддатливості станини і т. п.

У першому наближенні зазор Δ дорівнює сумі кінематичного зазору Δ_k і зазору Δ_t від теплового розширення повзуна, тобто $\Delta = \Delta_k + \Delta_t$. Кінематичний зазор забезпечує нормальне переміщення повзуна в напрямних без заїдань і приймається рівним $\Delta_k = (0,0004 \dots 0,001)L$, де L – довжина напрямних повзуна. Більші значення приймаються для пресів звичайної точності, менші значення – для пресів підвищеної точності. Зазор для компенсації теплового розширення повзуна визначається по формулі $\Delta_t = 0,5\alpha Bt$, де $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$ – коефіцієнт лінійного розширення для сталі; t – різниця температур верхньої і нижньої частини повзуна. Для листоштампувальних пресів і холодноштампувальних автоматів $t = 2^\circ \dots 5^\circ$; для гарячештампувального устаткування $t = 20^\circ \dots 30^\circ$.

5.2. Розрахунок повзунів одно кривошипних пресів без додаткових напрямних

У більшості випадків виконується перевірочний розрахунок повзуна на статичну міцність.

При розрахунку повзунів на міцність визначаються напруги стиску, вигину і зрізу в найбільш небезпечних перетинах.

Напруга стиску в горизонтальному перетині під шатуном

$$\sigma_I = \frac{P_p}{F_I} \leq [\sigma], \quad (5.1)$$

де P_p – розрахункове зусилля, в даному випадку рівне номінальному зусиллю;

F_I – площа поперечного перерізу повзуна в небезпечному перерізі.

Напруга вигину і дотичні напруження у вертикальному перерізі, що збігається з центром шарніра В

$$\sigma_{II} = \frac{M_u}{W_{II}} \leq [\sigma], \quad (5.2)$$

$$\tau = \frac{P_p S}{2J_{II} B} \leq [\tau], \quad (5.3)$$

де M_u – згинальний момент у зазначеному перетині, визначений у припущенні, що навантаження від штампа інтенсивністю $q = \frac{3P_p}{2B}$ рівномірно розподіляється на ділянці $2/3B$ по ширині повзуна, тобто $M_u = \frac{P_p L}{12}$;

W_{II} – момент опору вигину в небезпечному перерізі;

S – момент опору зрізу частини перетину, щодо горизонтальної осі, що проходить через центр ваги цього перетину;

B – ширина повзуна;

J_{II} – момент інерції перетину.

Дотичні напруги, що допускаються, $[\tau]$ приймаються рівними $0,8[\sigma]$, а нормальні напруги, що допускаються $[\sigma]$, визначаються по величині границі текучості з урахуванням коефіцієнта запасу міцності $[\sigma] = \sigma_T/n$. Границя текучості σ_T вибирається по табл. 5.1. Коефіцієнт запасу міцності $[n]$ приймається 1,8...2,2.

5.3. Розрахунок повзунів вертикальних пресів з додатковими напрямними

Повзуни з додатковими напрямними, розташованими на хоботі, мають свої особливості розрахунку. Повзуни з додатковими напрямними піддаються не центральному навантаженню через зсув рівнодіючої сили деформації в різних переходах штампування. В результаті виникає перекошування повзуна для зменшення чого і використовуються додаткові напрямні. Хобот повзуна вважається пружним елементом, деформування якого залежить від моменту опору на згин і зазорів в основних і додаткових напрямних. У загальному випадку повзун піддається вигину як у площині рівнобіжної осі головного вала, так і в площині обертання кривошипа. З урахуванням співвідношення розмірів поперечних перерізів і діючих навантажень звичайно міцність повзуна визначається не міцністю власне тіла повзуна, а міцністю хоботу. Як

розрахунковий прогину хоботу приймається максимально можливий прогин при стійкому положенню повзуна в період робочого ходу.

Таблиця 5.1 Механічні властивості матеріалів повзунів і шатунів

Матеріал	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	Область застосування
Чавун:			
СЧ 20	120	100	Повзуни і шатуни листоштампувальних пресів невеликого зусилля
СЧ 25	160	100	Повзуни пресів для об'ємного штампування невеликого зусилля
Сталь:			
35Л	250	220	Повзуни пресів для об'ємного штампування великих зусиль
45Л	280	250	Шатуни важких листоштампувальних пресів
Ст3	240	—	Зварені повзуни пресів
45	280	250	Шатуни КГШП, ГKM, гвинти шатунів листоштампувальних пресів
40X	500	320	

Після визначення реакцій на напрямних виходячи з припустимого питомого зусилля на напрямні розраховують діаграму припустимого нецентрального навантаження (див. п. 5.3).

В вертикальних пресах найнебезпечнішим вважається таке положення повзуна, коли він торкається головних напрямних в двох точках, а в додаткових напрямних зазор вибирається з самого початку перекошування.

На рис. 5.1 показана розрахункова схема повзуна КГШП, а на рис. 5.2 – небезпечні перерізи повзуна.

Приймається, що момент інерції перетину по довжині хоботу змінюється за законом трапеції

$$J_{Z(x)}^* = J \left(1 - \frac{\Delta J - 1}{\Delta J \cdot L_x} y \right)_{Z(x)_{max}}, \quad (5.4)$$

де $J_{Z_{max}}$ – максимальний момент інерції перетину в підстави хоботу щодо осі Z;

ΔJ – максимальний перепад моментів інерції

$$\Delta J = J_{Z_{max}} / J_{Z_{min}};$$

$J_{Z_{min}}$ – мінімальний момент інерції перетину хоботу;

L_x – довжина хоботу;

y – відстань розглянутого перетину від крайки нижніх напрямних.

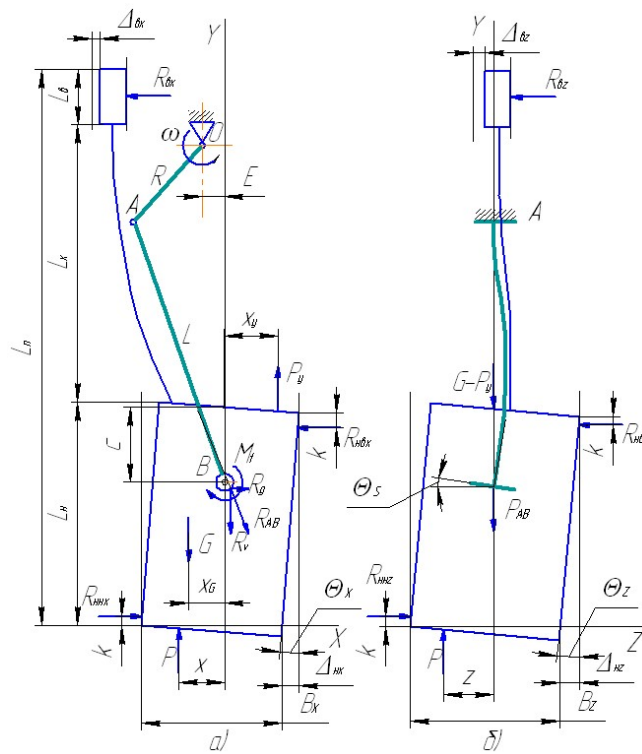


Рис. 5.1. Розрахункова схема повзуна з додатковими напрямними
 a – у площині обертання ГВМу; $б$ – у площині обертання головного вала

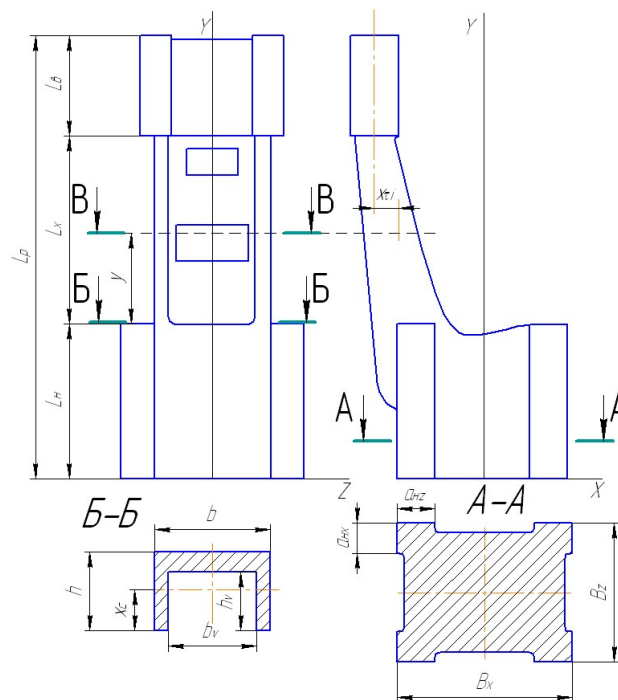


Рис. 5.2. Небезпечні перерізи повзуна КГШП

При навантаженні повзуна в площині XOY (тобто попереду – назад) у довільному перетині хоботу $A-A$ виникають напруги

$$\sigma_1 = \frac{3EJ_c z_{max}}{L_x^2 J_{z1}^* \left(1 - \frac{y}{L_x}\right)}, \quad (5.5)$$

де E – модуль пружності матеріалу повзуна, для сталі $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа, для чавуну $E=0,9 \cdot 10^5$ МПа;

x_c – координата центра ваги розглянутого перетину;

δ_1 – прогин хоботу в площині XOY , що залежить від співвідношення зазорів в основних $\Delta_{нх}$ і додаткових $\Delta_{вх}$ напрямних у цій же площині

$$\delta_1 = \frac{\Delta_{нх} - \Delta_t}{2} \cdot \frac{2L_n - L_n}{L_n} - \frac{\Delta_{вх}}{2}, \quad (5.6)$$

Δ_t – температурне розширення нижньої частини повзуна,

$$\Delta_t = \alpha B t;$$

$\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$ – коефіцієнт лінійного розширення для сталі;

t – різниця температур верхньої і нижньої частини повзуна (див. п. 5.1);

L_n – повна довжина повзуна, тобто відстань від нижньої площини до верхньої частини додаткових напрямних;

k_j – коефіцієнт, що визначає зміна моменту інерції перетину по довжині хоботу. При $\Delta J=1; 2; 3; 4; 5$ відповідно $k_j=1; 0,88; 0,81; 0,78; 0,755$.

При навантаженні повзуна в площині ZOY (тобто ліворуч – праворуч) напруги вигину в довільному перетині $A-A$ визначаються аналогічним образом

$$\sigma_2 = \frac{3EJ_{xmax} b_1}{2L_x^2 J_x^*} \delta_2 k_j \left(1 - \frac{y}{L_x}\right), \quad (5.7)$$

де J_{xmax} і J_x^* – відповідно, максимальний і діючий момент інерції перетинів щодо осі X ;

b_1 – ширина перетину;

δ_2 – прогин хоботу повзуна в площині ZOY .

Вигин хоботу при такому навантаженні розглядається разом з вигином шатуна в цій же площині (рис. 5.1, б).

Поточний прогин хоботу δ_2 визначається по формулі

$$\delta_2 = \frac{P_n x - [E_{ш} J_{ш} (\Delta_{нз} - \Delta_t - \Delta_{вз})]}{L L_n \left[\frac{3E_x J_x}{L_x^2} + \frac{2E_{ш} J_{ш}}{L L_n} \right]}, \quad (5.8)$$

де E_x , $E_{ш}$ – відповідно, модуль пружності матеріалу хоботу і шатуна;

x – ексцентриситет прикладення зусилля (див. рис. 5.1.);

$J_{ш}$ – середній момент інерції перетину шатуна;

Δ_{hz}, Δ_{hz} – зазори в основних і додаткових напрямних у площині ZOY ;

L – довжина шатуна.

Як правило вплив вигину шатуна на міцність повзуна незначний, тому ним можна нехтувати. Тоді вигин хоботу визначається по формулі (5.6) з урахуванням того, що зазори в напрямних Δ_{hz} і Δ_{hz} в площині ZOY в загальному випадку відрізняються від зазорів Δ_{hx} і Δ_{hx} в площині XOY .

Унаслідок розбіжності центра ваги перетину і місця дотику зусилля R_{ez} до верхніх напрямних у площині XOZ виникає момент, що скручує, що створює дотичні напруження в розглянутому перетині

$$\tau = \frac{M_k \delta_{max}}{\eta \sum b_i \delta_i^3 \frac{R_{ez} x_{\tau} \delta_{max}}{\eta \sum b_i \delta_i^3}}, \quad (5.9)$$

де $M_k = R_{ez} x_{\tau}$ – момент, що скручує, у перетині;

R_{ez} – зусилля на додаткових напрямних

$$R_{ez} = \frac{3EJ^2 J_{x_{max}}}{L_x^3}, \quad (5.10)$$

x_{τ} – відстань від центра ваги перетину $A-A$ до середини додаткових напрямних;

δ_{max} – максимальна товщина перетину;

η – коефіцієнт, рівний 1,12 для перетину коритоподібної форми;

b_i, δ_i – відповідно, поточні ширина і товщина ділянок перетину $A-A$.

Максимальна напруга в перетині $A-A$, виходячи з гіпотези найбільших дотичних напружень, дорівнює

$$\sigma \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2)^2 + 4\tau^2} / [n]_{max}. \quad (5.11)$$

Коефіцієнт запасу міцності $[n]$ приймається рівним 1,3...1,5.

Розрахунок максимальної напруги виконується в декількох перетинах по довжині хоботу, з урахуванням того, що силові фактори і характеристики перетину змінюються з різною інтенсивністю при переміщенні від нижніх напрямних до верхніх.

5.4. Розрахунок повзунів горизонтальних пресів з додатковими напрямними

Для повзунів з хоботом горизонтальних пресів (ГКМ, автомати та інші) зсув навантаження має місце тільки у площині обертання кривошипа, тобто в вертикальному напрямку. Враховуючи більший вплив перекошування повзуну на точність штамповок в таких преса допускаються можливими два стійких положення (рис. 5.3). Приймається, що величина дезаксіалу E забезпечує постійний контакт заплічки повзуну з нижньою частиною головних напрямних, а зазор не перешкоджає повороту заплічки при навантаженні. Задні заплічки торкаються напрямних так, як показано на малюнку. Якщо ж відбувається контакт заплічки повзуну в головних напрямних в двох точках, навантаження хоботу тільки зменшується, так як частину моменту на згин сприймається заплічками.

При визначенні лінійних розмірів необхідно мати на увазі зсув реакцій від крайки повзуна на величину k , значення якого визначається по формулі (5.31) – див. п. 5.6.

При прийнятих припущеннях із умови рівноваги знаходяться реакції на напрямні

$$\begin{aligned} R_1 &= P_H \frac{(l_4 + l_5) \operatorname{tg}(\beta + \gamma) - (x + l_3)}{l_1 + l_5} + Q \frac{l_2 + l_5}{l_1 + l_5}, \\ R_2 &= P_H \frac{(l_1 - l_4) \operatorname{tg}(\beta + \gamma) + (x + l_3)}{l_1 + l_5} - Q \frac{l_2 - l_1}{l_1 + l_5}, \\ R_3 &= P_H \frac{x - l_3 + (l_4 + l_7) \operatorname{tg}(\beta + \gamma)}{l_6 + l_7} + Q \frac{l_2 + l_7}{l_6 + l_7}, \\ R_4 &= P_H \frac{x - l_3 - (l_6 - l_4) \operatorname{tg}(\beta + \gamma)}{l_6 + l_7} + Q \frac{l_2 - l_6}{l_6 + l_7}. \end{aligned} \quad (5.12)$$

Тут позначено:

x – зсув навантаження вгору чи вниз від центральної вісі ГВМу;

Q – вага повзуна;

Лінійні розміри показані на рис. 5.3.

Кути нахилу β , ψ та γ визначаються за відомими формулами:

$$\sin \beta = \frac{E}{R + L}, \psi = \alpha + \beta + \gamma, \sin \gamma = \mu \frac{r_A + r_A}{L}.$$

Лінійні параметри l_1-l_7 визначаються наступним чином

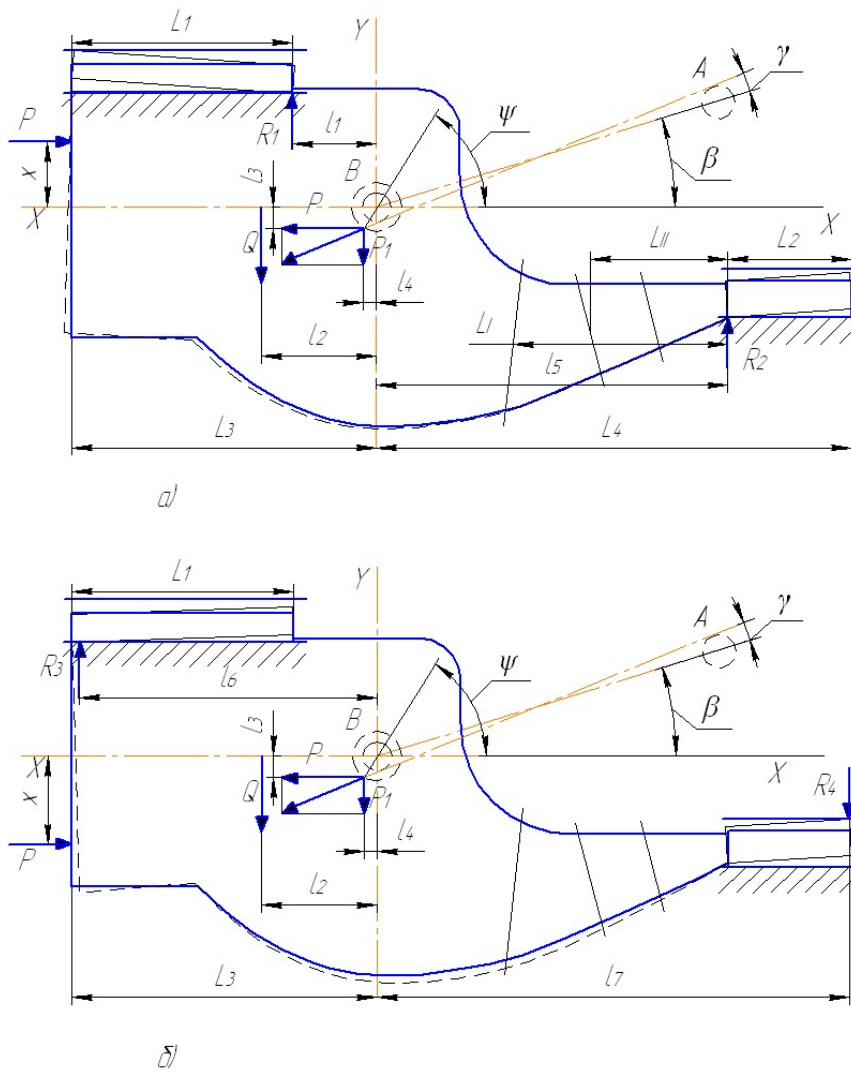


Рис. 5.3. Розрахункова схема повзуна ГКМ з додатковими напрямними
а – при верхньому навантаженні; б – при нижньому навантаженні

$$\begin{aligned} l_1 &= L_3 - L_1 + k; & l_3 &= r_B \sin \psi; & l_4 &= r_B \cos \psi; \\ l_5 &= L_4 - L_2 + k; & l_6 &= L_3 - k; & l_7 &= L_4 - k. \end{aligned}$$

Визначивши величину реакцій R_2 і R_4 , розраховуються напруги в перерізах хоботу при верхньому навантаженні σ_2 і σ_4 – при нижньому навантаженні:

$$\sigma_2 = \frac{N_2 l_i}{W_i}, \sigma_4 = \frac{N_4 l_i}{W_i}. \quad (5.13)$$

де l_i – відстань від реакції на напрямні до центру ваги i -го перерізу хоботу;
 W_i – момент опору i -го перерізу хоботу.

Розрахунок максимальної напруги виконується в декількох перетинах по довжині хоботу.

Забезпечення найбільш стабільного положення повзуна обумовлює умови для визначення бажаної величини дезаксіалу $ГВМ_y$.

Так, в ГКМ величину дезаксіалу бажано вибрати таким чином, щоб при навантаженні повзуна в крайньому передньому положенні в верхньому рівчаку навантаження на передні заплічки не було, тобто, щоб реакція R_1 дорівнювала нулю. Тоді із першого рівняння (5.12) слідує, що величина дезаксіалу, яка задовольняє прийняту умову буде

$$d = \frac{R+L}{l_5} \left[h_1 - \frac{Q}{P_{\text{доп1}}} (l_2 + l_5) - \text{tg}(l_5 - r_B) \right], \quad (5.14)$$

де $P_{\text{доп1}}$ – припустиме зусилля по міцності повзуна на рівні верхнього рівчака, тобто на відстані h_1 верхнього рівчака від вісі X .

Із першого рівняння (5.28) після спрощень слідує

$$P_{\text{доп1}} = \frac{R_2(l_1+l_5)+Q(l_2-l_1)}{2l_1\text{tg}\gamma+\mu r_B+h_1}.$$

Слід зауважити, що надмірне значення величини дезаксіалу небажане, із-за значного збільшення реакції на передні заплічки повзуна.

5.5. Розрахунок повзунів двох- і чотирьокривошипних пресів

Повзуни багатокривошипних пресів являють собою по більшій частині коробки. Їхній розрахунок роблять так само як розрахунок балок на двох опорах. Повзуни листоштампувальних багато кривошипних пресів перевіряють по величині максимального прогину в центральній частині при дії номінального зусилля, який не повинний перевищувати 0,0003 ширини повзуна.

У сучасних багатокривошипних преса кривошипи розташовуються перпендикулярно фронту преса й обертаються в різні сторони, тому не відбувається перекосів повзуна, як це має місце для одно кривошипних пресів.

Для багатокривошипних пресів характерно нерівномірний розподіл зусилля по робочій площі повзуна і по шатунах, що враховують збільшенням розрахункового зусилля

$$P_p = k_n P_n, \quad (5.15)$$

де k_n – коефіцієнт нерівномірності навантаження, рівний 1,2...1,3 для двохкривошипних пресів; 1,6...1,7 – для чотирьох кривошипних пресів при $P_n > 8$ МН і 2...2,1 при $P_n < 8$ МН.

Усі коробчасті повзуни розраховують по дотичних напругах у їхніх стінках, напругам вигину в середньому вертикальному перерізі і напругам стиску. Крім цього визначають припустиму величину прогину.

На рис. 5.4 показана розрахункова схема повзуна багатокривошипного преса.

В усіх випадках прийнятий рівномірний розподіл питомого зусилля $q = 2P_p/L$ на довжині $2/3L$ уздовж лінії фронту преса, і $q = 4P_p/3B$ на довжині B в площині, перпендикулярної фронту преса.

Напруга вигину в небезпечному перерізі (II–II):

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W}, \quad (5.16)$$

де M_u – згинальний момент у небезпечному перерізі

$$M_u = P_p \frac{3l-L}{9}; \quad (5.17)$$

W – момент опору вигину небезпечного перерізу.

Напруга стиску в перетині I–I:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_p}{F_1}, \quad (5.18)$$

де F_1 – площа поперечного перерізу I–I.

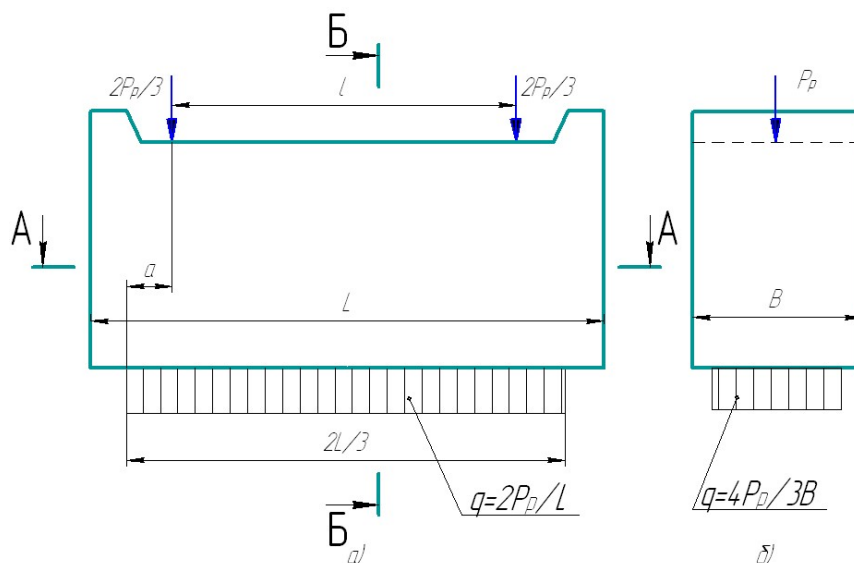


Рис. 5.4. Розрахункова схема повзуна багатокривошипного преса

Дотичне напруження в перетині II–II

$$\tau = \frac{P_p S}{J_B} \leq [\tau], \quad (5.19)$$

де S – момент опору перетину;

J – момент інерції перетину;

B – ширина повзуна.

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{\varepsilon} = \sqrt{\sigma_u^2 + \sigma_{сж}^2 - \sigma_u \sigma_{сж} + 4\tau^2} \leq \sigma_T / [n_T]. \quad (5.20)$$

Напруги, що допускаються, приведені в табл. 5.1, а коефіцієнт запасу міцності $[n_T]$ становить для повзунів 1,8...2.

Деформація повзуна в середині прольоту

$$y = \frac{5}{384} \cdot \frac{ql^4}{EJ} - \frac{1}{16} \cdot \frac{qa^2l^2}{EJ} + \frac{k_u M_u}{GF_{II}} \leq [y], \quad (5.21)$$

де G – модуль зрушення, для сталі $G=0,8 \cdot 10^5$ МПа;

a – довжина консолі, $a=0,5(L-l)$;

F_{II} – площа поперечного перерізу II–II.

Припустима величина прогину $[y]$ приймається $0,0003L$.

Момент інерції перетину складної форми з N елементів прямокутної форми визначається по відомих формулах з курсу опору матеріалів

$$J = \sum_{i=1}^N (J_{oi} + a_i^2 F_i), \quad (5.22)$$

де J_{oi} – момент інерції i -го елементу перетину відносно власної центральної осі

$$J_{oi} = \frac{F_i \cdot h_i^2}{12};$$

F_i – площа i -го елементу перерізу

$$F_i = b_i \cdot h_i;$$

b_i, h_i – відповідно ширина і висота i -го елементу;

$a_i = y_i - y_c$ – відстань від центральної осі i -го елементу, до центральної осі перетину;

y_i – відстань від довільної осі X , паралельної центральній, до центральної осі i -го елементу;

y_c – відстань від довільної осі X до центральної осі перетину

$$y_c = \frac{\sum F_i \cdot y_i}{\sum F_i}. \quad (5.23)$$

5.6. Проектування і розрахунок напрямних повзуна

Для забезпечення довговічності напрямних і збереження протягом визначеного часу початкових параметрів регулювання максимальні питомі зусилля $q_{\max}$ на них не повинні перевищувати допустимих $[q]$.

Для розрахунку максимального питомого зусилля $q_{\max}$ необхідно знати силу реакції в направляючих, характер розподілу питомих сил по довжині контакту, зазори і піддатливість опорних поверхонь направляючих і ін. Для визначення реакцій звичайно розглядають рівновагу повзуна при куті повороту кривошипа α_n . Найбільш навантажені напрямні повзуна виявляються при нецентральному його навантаженні. У цьому випадку найчастіше припустимо не враховувати вплив сил тертя на величину і напрямок зусиль, що діють по шатуні, зміна геометричної форми і розмірів повзуна через перекоси і деякі інші фактори, тому що їхній сукупний вплив на абсолютну величину реакції незначно.

У ГВМі однокривошипних пресів питомі зусилля на напрямні обумовлені горизонтальними зусиллями і згинальним моментом. Можливі три варіанти з'єднання шатуна з повзуном (рис. 5.5):

- з передачею зусилля через вісь (рис. 5.5, а);
- з передачею зусилля через зовнішню поверхню голівки шатуна (рис. 5.5, б);
- з передачею зусилля через кульову опору (рис. 5.5, в).

Розміри x_r і y_v визначаються по формулах

$$x_e = r_B [\sin(\beta + \gamma) \pm \mu], y_e = r_B \cos(\beta + \gamma). \quad (5.24)$$

Кути β і γ визначаються з відомих залежностей

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha, \sin \gamma = \mu \frac{r_A + r_B}{L}.$$

У приведених формулах знак мінус приймається для першого способу з'єднання шатуна з повзуном (рис. 5.5, а), знак плюс – для другого і третього способу з'єднання (рис. 5.5, б).

Питомі зусилля на напрямні визначаються по формулах

$$q_N = \frac{P^\Gamma}{L_H a}, q_M = \frac{6M}{L_H^2 a}, \quad (5.25)$$

де L_H, a – відповідно, довжина і ширина напрямних;

P^Γ – горизонтальна складова зусилля в шатуні

$$P^\Gamma = P_p(\sin \beta + \operatorname{tg} \gamma) = P_p(\lambda \sin \alpha + \operatorname{tg} \gamma);$$

M – момент, прикладений до напрямних з боку повзуна

$$M = P^\Gamma \left[\frac{L_H}{2} - (b \pm y_6) \right] \pm P_H x_2;$$

b – відстань від центру шарніру до краю напрямних (див. рис.5.5).

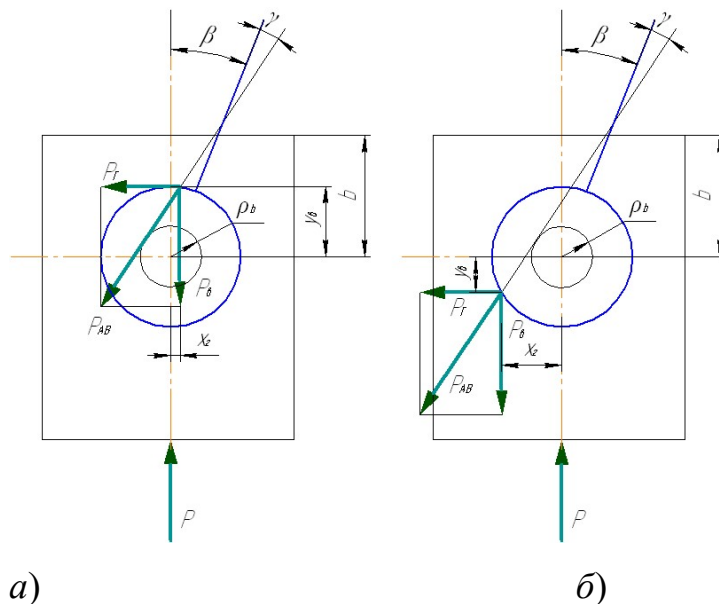


Рис. 5.5 Схема дії сил на напрямні повзуна однокривошипного преса без додаткових напрямних

а – передача зусилля через вісь; б – передача зусилля через зовнішню циліндричну поверхню чи шатуна кульову голівку

Умови міцності напрямних має вид

$$q_{max} = q_N + q_M < [q]. \quad (5.26)$$

Як матеріал напрямних повзуна в пресах для об'ємного штампування рекомендується застосовувати бронзу чи чавун, а в пресах для листового штампування бронзу і текстоліт.

Питомі зусилля, що допускаються $[q]$, визначаються по табл. 5.2. Необхідно відзначити, що значення допустимих питомих зусиль, що приведені в

роботі з розрахунку кривошипних пресів [6], значно відрізняються від зазначених у таблиці і не можуть прийматися в розрахунках направляючих пресів.

Повзун з додатковими напрямними може навантажуватися нецентральною силою в двох взаємо-перпендикулярних площинах.

При навантаженні повзуна вертикального преса в площині $ГВМ$ у (рис. 5.1, а), з умови рівноваги при номінальному куті головного валу α_n реакції в нижніх напрямних будуть рівні:

$$\begin{aligned} R_{ннх} &= \frac{P_p[(x \pm \mu r_B) \mp \lambda \sin \alpha_n(L_n - a - k)] - R_{ex}(L_x - k)}{L_n - 2k}, \\ R_{нвх} &= \frac{P_p[(x \pm \mu r_B) \pm \lambda \sin \alpha_n(a - k)] - R_{ex}(L_x + L_n - k)}{L_n - 2k}. \end{aligned} \quad (5.27)$$

У цих формулах верхній знак приймається при зсуві зусилля убік, протилежний обертанню кривошипа (як показано на малюнку), а нижній знак – убік, що збігається з напрямком обертання.

Усі позначення в цій і наступних формулах приведені в п. 5.3 та показані на рис. 5.1.

Реакція R_{ex} в додаткових напрямних визначається в залежності від величини найбільшого прогину хоботу δ :

$$R_{ex} = \frac{3EJ_1 J_{zmax}}{L_x^3}. \quad (5.28)$$

При навантаженні повзуна в площині, рівнобіжній осі кривошипа (рис. 5.1, б), реакції в нижніх напрямних будуть рівні

$$\begin{aligned} R_{ннз} &= \frac{P_p x - R_{ez}(L_x - k)}{L_n - 2k}, \\ R_{нвз} &= \frac{P_p x - R_{ez}(L_x + L_n - k)}{L_n - 2k}. \end{aligned} \quad (5.29)$$

Реакція в додаткових напрямних визначається по формулі

$$R_{ez} = \frac{3EJ_2 J_{xmax}}{L_x^3}. \quad (5.30)$$

Формули (5.27) і (5.29) можуть бути використані для розрахунку реакцій у напрямних повзунів без додаткових напрямних. Реакція в верхніх напрямних при цьому приймається рівною нулю $R_d = 0$.

Розподіл питомих зусиль по утворюючій контакту при наявності округлень в крайки повзуна, рівних $2k$, близький до параболічного, і тоді зсув реакції k складає

$$k = L_n / 200 \Delta_{nx}. \quad (5.31)$$

Максимальне питоме зусилля в основних напрямних буде

$$q \frac{R}{1,2 k m_{o \max}}, \quad (5.32)$$

де m_o – сумарна ширина основних напрямних.

Реакції R визначаються у залежності від характеру навантаження (площини, у якій має місце зсув навантаження). Коефіцієнт 1,2 враховує перехід від параболічного закону розподілу питомого тиску до трикутного.

Максимальне питоме зусилля в додаткових напрямних вертикальних пресів визначається в залежності від прогину хоботу, зазорів в основній і додатковій напрямних і при законі розподілу питомих зусиль по довжині напрямних, близькому до прямокутного, будуть рівні

$$q \frac{1,3 R_d}{L_d m_{d \max}} \quad (5.33)$$

де L_d , m_d – довжина і сумарна ширина додаткових напрямних.

Реакція R_d визначається по формулах (5.28) чи (5.30) у залежності від площини вигину хоботу.

Для горизонтальних пресів реакції визначаються по формулах (5.12).

З залежностей (5.12), (5.32) і (5.33) випливає, що максимальне питоме зусилля на напрямних залежить від величини зсуву навантаження на повзуні x і при визначених її значеннях може досягти максимально припустимої величини $[q]$. Графік залежності припустимих зусиль на повзуні від величини зсуву навантаження називається *зоною припустимого нецентрального навантаження*.

Враховуючи, що найчастіше на КГШП штампування виконується в поперечному напрямку, тобто зліва-направо, зону припустимого нецентрального навантаження розраховують тільки для зсуву паралельно вісі обертання головного валу.

Із залежностей (5.29) витікає, що допустимі зусилля на повзуні, які обмежуються міцністю верхніх і нижніх частин основних напрямних для вертикальних пресів будуть

$$P_{\text{доп}}^H = \frac{R_{HHZ}(L_H - 2k) + R_{\theta Z}(L_H - L_H - k)}{\pm x},$$

$$P_{\text{доп}}^B = \frac{R_{HHZ}(L_H - 2k) + R_{\theta Z}(L_H - k)}{\pm x}. \quad (5.34)$$

В даному випадку допустимі значення зусиль на напрямні визначаються по формулі (5.32)

При розрахунку зони припустимого нецентрального навантаження повзунів горизонтальних пресів припустимі зусилля при навантаженні в верхніх і нижніх рівчачах визначають за формулами

$$P_{\text{доп}} = \frac{R_2(l_1 + l_5) + Q(l_2 - l_1)}{(l_1 - l_4)\text{tg}(\beta + \gamma) + l_5 + x},$$

$$P_{\text{ндоп}} = \frac{R_4(l_6 + l_7) - Q(l_2 - l_6)}{x - l_3 - (l_6 - l_4)\text{tg}(\beta + \gamma)}. \quad (5.35)$$

Припустимі реакції на додаткові напрямні визначаються з умови міцності хоботу на вигин

$$R_2 = \frac{W_i}{l_i + k} \sigma_{-1}, R_4 = \frac{W_i}{l_i + L_2 - k} \sigma_{-1}, \quad (5.36)$$

де k – зсув реакцій від крайки повзуна – формула (5.31);

l_i – відстань від допоміжних напрямних до центру ваги i -го перерізу хоботу;

σ_{-1} – допустима напруга, вибирається по таблиці 5.1.

Реакції R_2 та R_4 визначаються для декількох перетинів по довжині хоботу і із них вибирається найменша, яка і обмежує міцність хоботу.

З двох значень припустимого зусилля вибирають менше і для зсуву x від 0 до половини ширини повзуна розраховують зону припустимого нецентрального навантаження.

У багатокривошипних пресах з розташуванням головних валів перпендикулярно фронту преса перекосу повзуна теоретично не відбувається, тому відсутній момент, що розвертає. Максимальні питомі зусилля на напрямних можна визначати по формулі

$$q \frac{1,3(k_H - 1)P_p \lambda \sin \alpha_H}{L_H m_o} \max. \quad (5.37)$$

Коефіцієнт нерівномірності навантаження кривошипів k_n описаний у формулі (5.15). Коефіцієнт 1,3 враховує кромковий ефект і перекіс повзуна в напрямних через нерівномірну деформацію ланок виконавчого механізму.

Працездатність направляючих необхідно перевіряти по показнику зносу, що оцінює питому потужність тертя

$$K_{из} = 8 \cdot 10^{-4} \mu k_{\mu} n_{\psi} R q_{max}, \quad (5.38)$$

де μ – коефіцієнт тертя в напрямних; для рідкого мастила $\mu=0,04...0,06$, для густого $\mu=0,08...0,10$;

k_{μ} – коефіцієнт, що враховує можливе забруднення поверхонь тертя; для холодно штампувальних пресів $k_{\mu}=1,3...1,5$; для пресів із захищеними напрямними $k_{\mu}=1$; для гаряче штампувальних пресів $k_{\mu}=2$;

n_{ψ} – максимальне число вмикань преса в хвилину;

R – радіус кривошипа;

ψ – приведений кут робочого ходу (див. табл. 3.2).

Допустимий показник зносу $[K]$ визначається по табл. 5.2.

Таблиця 5.2 Питомі зусилля, що допускаються, і показник зносу напрямних повзунів

Матеріал напрямних	$[K]$, кН/(мс)	$[q]$, МПа
Чавун:		
• графітизований	500	28...32
• сірий після термообробки	400	30...35
Бронза:		
БрОЦС 4-4-2,5	800	40...45
БрОФ 8,0-0,3	750	55...60
Текстоліт	600	10...12

Примітка: Матеріал протитіла – сталі 20Х, 45, 40Х з термообробкою поверхні і чавун.