

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

ОБЛАДНАННЯ ТА АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ

Посібник
для студентів галузей знань 13 «Механічна інженерія»
денної та заочної форм навчання

Затверджено
на засіданні вченої ради
Протокол № від

Краматорськ
ДДМА
2023

УДК 621.7(075.8)

Автор:

П. Б. Абхарі

Рецензенти:

Бейгельзімер Я. Ю., д-р техн. наук, професор, Донецький фізико-технічний інститут ім. О. О. Галкіна «Національної академії наук України», м. Київ;

Кухар В. В., д-р техн. наук, професор, Державний вищий навчальний заклад «Приазовський державний технічний університет» (м. Маріуполь), завідувач кафедри «Обробка металів тиском».

A50 Обладнання та автоматизація виробничих процесів: посібник для студентів галузей знань 13 «Механічна інженерія» денної та заочної форм навчання / П. Б. Абхарі – Краматорськ : ДДМА, 2023. – 77 с.
ISBN

Посібник призначено для студентів галузей знань 13 «Механічна інженерія», які вивчають курс «Обладнання та автоматизація виробничих процесів».

УДК 621.7(075.8)

©П. Б. Абхарі, 2023

© ДДМА, 2023

ISBN

ВСТУП.....	4
1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО КРИВОШИПНІ МАШИНИ	5
2 ОСНОВНІ СХЕМИ І КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ КРИ- ВОШИПНИХ ПРЕСІВ	14
3 КІНЕМАТИЧНІ І СИЛОВІ ПАРАМЕТРИ КРИВОШИПНО – ПОВЗУНОГО МЕХАНІЗМУ	16
4 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК КОЛІНЧАСТИХ І ЕКСЦЕНТРИКОВИХ ВАЛІВ	21
5 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ШАТУНІВ І ПОВЗУНІВ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ	26
6 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ГАЛЬМ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ	39
7 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК МУФТ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ	42
8 РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОДВИГУНА І КРУТНЯ КРИВОШИПНОГО ПРЕСУ	46
9 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ЗАПОБІЖНИХ ОБЛАШТУВАНЬ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ	50
10 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ВРІВНОВАЖИВАЧЕЙ	54
11 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК СТАНИН КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ	56
12 СИСТЕМА МАСТИЛА. ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ І НАПРЯМАХ	62
13 СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ КРИВОШИПНИМИ ПРЕСАМИ	67
14. ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ	71
15 ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЛІНІЙ	72
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	77

ВСТУП

Ковальсько-штампувальні машини (КШМ) характеризуються розмірними, лінійними, швидкісними, енергетичними і масовими параметрами. В якості головного розмірного параметра для машин квазістатичної дії приймають номінальне зусилля, для машин динамічної дії - масу рухливих частин або кінетичну енергію, що накопичується до початку робочого ходу.

Типова ковальсько-штампувальна машина складається з трьох головних механізмів: рухового, передавального і виконавчого. Двигун і передачу часто називають приводом машини. Загальна класифікація КШМ заснована на характеристичних ознаках головних механізмів.

Характеристичні ознаки двигуна : вид носія енергії (пара, газ, рідина, горючі суміші, електро) і тип приводу(індивідуальний, груповий). Основна характеристика передатного механізму спосіб здійснення зв'язку виконавчого механізму з двигуном: жорстка механічна і нежорстка (пара, газ, рідина, електромагнітне поле). Трансформація кінетичної або потенційної енергії в механічну роботу пластичної деформації відбувається за допомогою робочих органів виконавчих механізмів (повзуна, баби, траверси, валків і тому подібне). Робочі органи можуть здійснювати зворотно-поступальне прямолінійне і обертальне рухи.

Усе ковальсько-штампувальне устаткування(машини) розділяють на:

- преси гідравлічні і механічні(кривошипні, гвинтові і т. п.);
- молоти (пароповітряні, гідравлічні, приводні і т. п.);
- ротаційні машини (у тому числі радіально-обтискові).

Відповідно до вживаності КШМ в певних технологічних операціях (кування, холодного або гарячого об'ємного штампування, листового штампування, різання) вони можуть бути віднесені до того або іншого технологічного класу.

По технологічних можливостях КШМ підрозділяють на три групи: універсальні(загального призначення), спеціалізовані і спеціальні.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО КРИВОШИПНІ МАШИНИ

Дія кривошипного пресу заснована на перетворенні обертального руху приводу за допомогою кривошипного механізму або іншого механізму в зворотно поступальний ход робочого органу — повзуна пресу із закріпленим на ній інструментом. Перетворення енергії обертального руху приводу в енергію деформації металу обумовлюється наявністю жорстких кінематичних зв'язків між усіма частинами кривошипного пресу, що рухаються. Це виключає залежність швидкості руху робочого інструменту від властивостей оброблюваного металу у будь-який момент часу: характер зміни швидкості руху інструменту за весь час дії пресу визначатиметься тільки кінематикою машини.

Двічі в циклі зворотно-поступального руху виконавчого механізму швидкість робочого інструменту дорівнює нулю. В цей час повзун виконавчого механізму проходить через крайні положення (верхнє і нижнє або заднє і переднє). Крива швидкості повзуна у функції часу $v(t)$ між цими точками є синусоїдою або іншою, складнішою гармонійною кривою.

З моменту зіткнення інструменту з оброблюваним металом при прямому ході повзуна починається власне робочий хід пресу. Цьому моменту відповідає проміжне положення кривошипного валу $\alpha_{н.р.}$; у момент закінчення деформації металу положення кривошипного валу характеризується кутом $\alpha_{к.р.}$.

Кут, на який обернеться кривошипний вал впродовж робочого ходу, називається робочим кутом - $\alpha_p = \alpha_{н.р.} - \alpha_{к.р.}$.

Величина кута α_p залежить від характеру процесу деформації і розмірів оброблюваного металу.

Інша частина прямого ходу є холостим ходом.

У загальному випадку при прямому ході повзуна можливе існування двох ділянок холостого ходу:

1- а ділянка - від крайнього верхнього (заднього) положення повзуна до початка робочого ходу:

$$\alpha'_{х.п.} = \alpha_{в.} - \alpha_{п.р.} \quad (1.1)$$

2- а ділянка – після закінчення робочого ходу до крайнього нижнього (переднього) положення повзуна:

$$\alpha''_{х.п.} = \alpha_{к.р.} - \alpha_{н.} \quad (1.2)$$

Таким чином, кут повороту кривошипного валу при прямому ході складає:

$$\alpha_{п.х.} = \alpha'_{х.п.} + \alpha_{р.+} \quad \alpha''_{х.п.} \quad (1.3)$$

Помітимо, що друга ділянка прямого холостого ходу існує при виконанні лише певних технологічних операцій, наприклад, при пробивці, просіченні, обрізанні задирок і т. д. В цьому випадку процес деформації закінчується перш, ніж повзун дійде до крайнього положення. Інша частина шляху повзуна, що відповідає куту повороту кривошипа $\alpha = \alpha''_{\text{х.п}}$ пов'язана з проштовхуванням металу (виробу або відходу) і, як то кажуть, деформуючий інструмент працює на прохід.

При роботі карбувальним натиском при здійсненні більшості операцій об'ємного штампування і деяких операцій листового штампування, наприклад гнучкі, друга ділянка прямого холостого ходу відсутня, т. ч. $\alpha''_{\text{х.п.}} = 0$, і процес деформації закінчується при крайньому нижньому (передньому) положенні повзуна.

При зворотному холостому ході, під час якого не здійснюється корисна робота, повзун повертається в крайнє верхнє (заднє) положення. Кривошипний вал в цей час обернеться на кут $\alpha_{\text{о.п.}} = \alpha_{\text{н.}} - \alpha_{\text{в.}}$.

Оскільки обертання кривошипного валу може бути прийняте рівномірним, час повороту t пропорційно кутам повороту:

$$t = \frac{1}{\omega} \cdot \alpha, \quad (1.4)$$

де $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ — кутова швидкість обертання кривошипного валу в радіанах за секунду;

n - число ходів повзуна пресу за хвилину, рівне числу оборотів провідного кривошипного валу за хвилину;

α — кут повороту кривошипа в радіанах.

Якщо кут повороту α заданий в градусах, то час t може бути вичислений по формулі:

$$t = \frac{\alpha}{60 \cdot n} (\text{сек}) \quad (1.5)$$

Час одного подвійного ходу повзуна $t_{\text{дв. х.}}$, рівне сумі часів прямого $t_{\text{п.х.}}$ і зворотного $t_{\text{зв.х.}}$ ходів, складає

$$t_{\text{дв.х.}} = t_{\text{п.х.}} + t_{\text{зв.х.}} = \frac{60}{n} \quad (1.6)$$

У ряді випадків, наприклад, при обробці осцилограм, знятих при випробуванні кривошипних пресів, кути повороту α виражаються по відомих відрізках часу в радіанах:

$$\alpha = \omega \cdot t = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot t \quad (1.7)$$

Моменту початку робочого ходу відповідає цілком певна швидкість руху інструменту $v_n = f(\alpha_{п.р.})$, задана кінематикою преса і положенням провідного кривошипа. У сучасних типах кривошипних пресів швидкість інструменту у момент початку робочого ходу змінюється в широких межах від 0,01 м/сек до 0,5 м/сек і більше. В процесі деформації металу швидкість інструменту може зберігатися постійною або поступово зменшуватися до деякого кінцевого значення.

Опір руху повзуна впродовж робочого ходу визначається робочою діаграмою процесу — графіком зусиль деформації $P_d = f(\Delta h)$, і залежить для заданої операції від властивостей і розмірів оброблюваного металу.

В якості головного розмірного параметра, по якому будуються різні ряди стандартів на кривошипні преси, являється величина номінального зусилля P_n на повзуні головного виконавчого механізму. Для деяких спеціалізованих пресів в якості головного параметра застосовують також розмір початкового металу із заданими властивостями, наприклад, для автоматів — діаметр початкового прутка або дроту, для листових ножиць розмір листа, що розрізає, і т. н.

Характер і кількість заданих технологічних лінійних параметрів залежить від призначення кривошипного пресу і його конструктивних особливостей і регламентується спеціальними стандартами для кожного типу машин.

Кривошипні преси застосовуються майже для усіх операцій холодного і гарячого штампування з листового і сортового металу. Їх можна підрозділити по технологічному призначенню на два класи:

1 преси для листового штампування з листових матеріалів:

- загального призначення;
- листові ножиці;
- універсальні;
- діропробивні;
- витяжні;
- згинальні;
- багатопозиційні.

2 преси для об'ємного штампування з сортового металу:

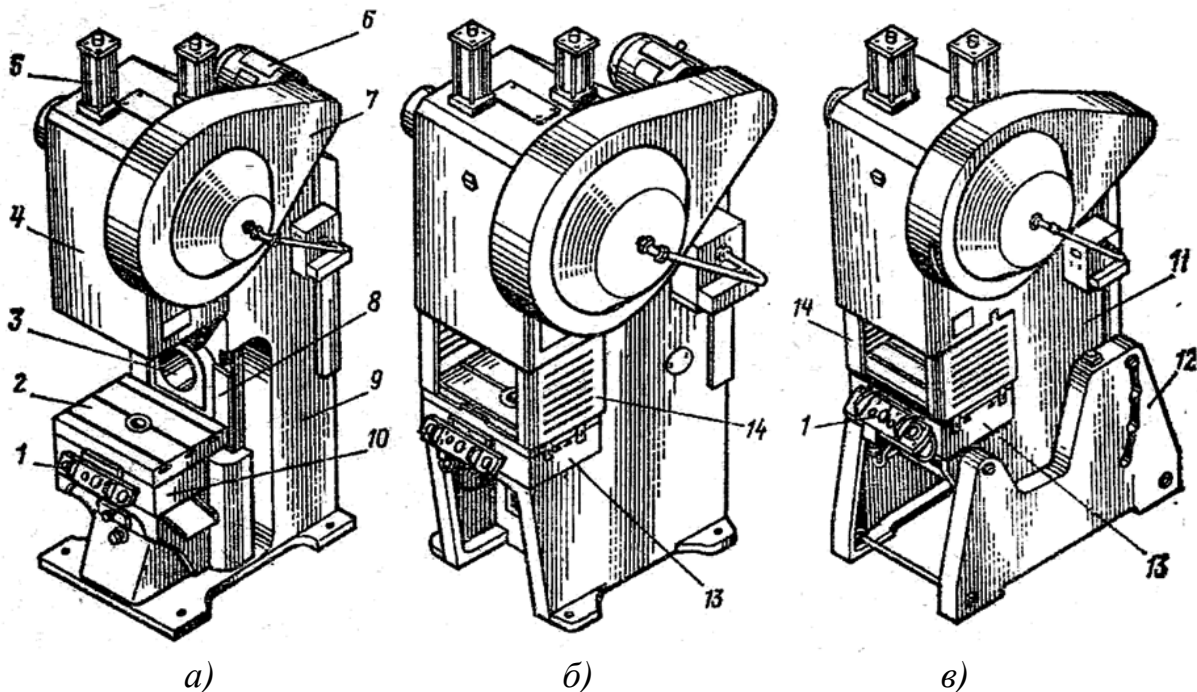
- загального призначення;
- ножиці сортові;
- гарячештампувальні;
- для холодного витискування;
- горизонтально кувальні машини;
- спеціалізовані автомати (висадочні);
- карбувальні;
- згинальні;
- пробивні;
- обрізні.

Залежно від конструктивного виконання головних деталей і вузлів

кривошипних пресів розрізняють:

- вертикальні і горизонтальні преси;
- одностоечні і двостійкові преси;
- відкриті і закриті преси;
- преси із закритим і відкритим приводом;
- преси з кривошипним, колінчастим, ексцентриковим валом або з шестерне-ексцентриковим приводом;
- одно- і багатокривошипні преси;
- преси з одно- чи багатоступінчастим приводом;
- преси з верхнім і нижнім приводом.

Найбільше поширення отримали відкриті однокривошипні преси зусиллям 0,025...1 МН (рис.1.1). Вони випускаються в трьох варіантах: з нерухомим столом, з рухливим столом і рогом, з нерухомим столом, а також станиною що нахиляється. Усі преси мають литу станину (у пресах з нерухомим столом двостійкового типу), привід від електродвигуна здійснюється через клинepasову передачу на маховик, встановлений на головному валу, в якому вмонтована муфта-гальмо (фрикційні елементи виконані у вигляді обкладань), на ексцентриковому валу змонтована ексцентрикова втулка, яка дозволяє регулювати робочий хід пресу, шатун з регулюванням довжини за допомогою гвинта, в повзуні (кількість напрямляючих - дві) вмонтований запобіжник тарілчастого типу. У усіх пресах використовується по два пневматичних врівноважувача. Виштовхувачі, у вигляді коромисла, встановлюються в підлогу.



а – одностійковий, що не нахиляється, з пересувним столом і рогом;

б – двостійковий, що не нахиляється, з нерухомим столом;

в – двостійковий, що нахиляється, з нерухомим столом.

Рисунок 1.1 – Загальний вигляд однокривошипних відкритих пресів (ОКВП)

Відкриті кривошипні преси мають С-образну станину, завдяки чому до столу пресу доступ відкритий з трьох сторін. Усі вузли і деталі пресу змонтовані на станині 9 (див. рис.1.1). У верхній частині станини кріпиться електродвигун 6, який передає крутний момент на кривошипний вал через клинepasову передачу, закриту кожухом 7. У напрямлюючих станини переміщається повзун, закритий дверима 4. Повзун підвішений на пневмоврівноважувачах 5.

У пресі з пересувним столом і рогом стіл 10 рухається по напрямлюючим 8 під дією спеціального механізму підйому, розміщеного під столом. На столі пресу кріпиться підштампова плита 2, на яку безпосередньо ставиться штамп. У станині пресу є отвір 3 для установки і кріплення рогу.

У пресі з нерухомим столом стіл 13 виконаний у згоді із станиною. До столу пресу кріпиться пульт управління 1. Робоча зона пресу з метою безпеки роботи захищається ґратами 14.

У пресі, що нахиляє, станина складається з двох частин: корпуси 11 і стійки 12. Корпус має можливість нахилитися відносно стійки за допомогою спеціального механізму.

У столах пресів з нерухомим столом, по окремому замовленню, може кріпитися пневматичний циліндр-буфер, що виконує функції нижнього виштовхувача. Технічна характеристика найбільш поширених моделей цих пресів приведена в таблицю.1.1.

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика ОКОП

Модель	Зусилля, МН	Хід, мм	Закрита висота, мм	К-ть ходів в хв.	Потужність эл.дв., КВТ	Розмір столу, мм	Габарити пресу, мм
КД2122	0,16	10...70	250	180	1,7	500×330	1120×955 ×1960
КД2124	0,25	10...80	280	180	2,2	550×340	1120×1200 ×2410
КД2124Б	0,25	10...80	180/450	180	2,2	550×340	1120×1200 ×2410
КД2126	0,40	10...90	300	160	4,5	630×400	1330×1380 ×2680
КД2126Б	0,40	10...90	200/500	160	4,5	630×400	1330×1380 ×2680
КД2128	0,63	10..100	360	140	6,3	7100×480	1330×1380 ×2680
КД2128Б	0,63	10..100	240/530	140	6,3	7100×480	1330×1380 ×2680
Примітка: преси, в позначенні моделі яких є буква «Б» - з рухливим столом, інші - з нерухомим. Дані по пресах із станиною, що нахиляє, в таблиці не приведені.							

Преси зусиллям більше 1 МН мають аналогічні конструкції, що відрізняються тим, що станини в них суцільнозварні, окрім головного валу встановлюються проміжні (два або три) і елементи включення (муфта і гальмо) ставлять на цих валах.

Кривошипні закриті преси (рис. 1.2) випускаються в двох варіантах: з безпосередньою підвіскою повзуна на шатун і з підвіскою повзуна на шатун через проміжний плунжер (плунжерна підвіска). Усі преси мають цілносварну станину, привід від електродвигуна здійснюється через ремінну передачу до приймального валу на крутень, в якому вмонтована дискова муфта (фрикційні елементи виконані у вигляді вставок) дискове гальмо розташоване консольно на іншій стороні приймального валу (фрикційні елементи виконані також у вигляді вставок), передача руху на шестерні - ексцентриковий вал здійснюється через проміжний вал. Шатун литий, в повзунові (кількість тих, що направляють—чотири) вмонтований запобіжник від перевантажень гідравлічного типу і шнековий механізм регулювання закритої висоти штампового простору типу [1].

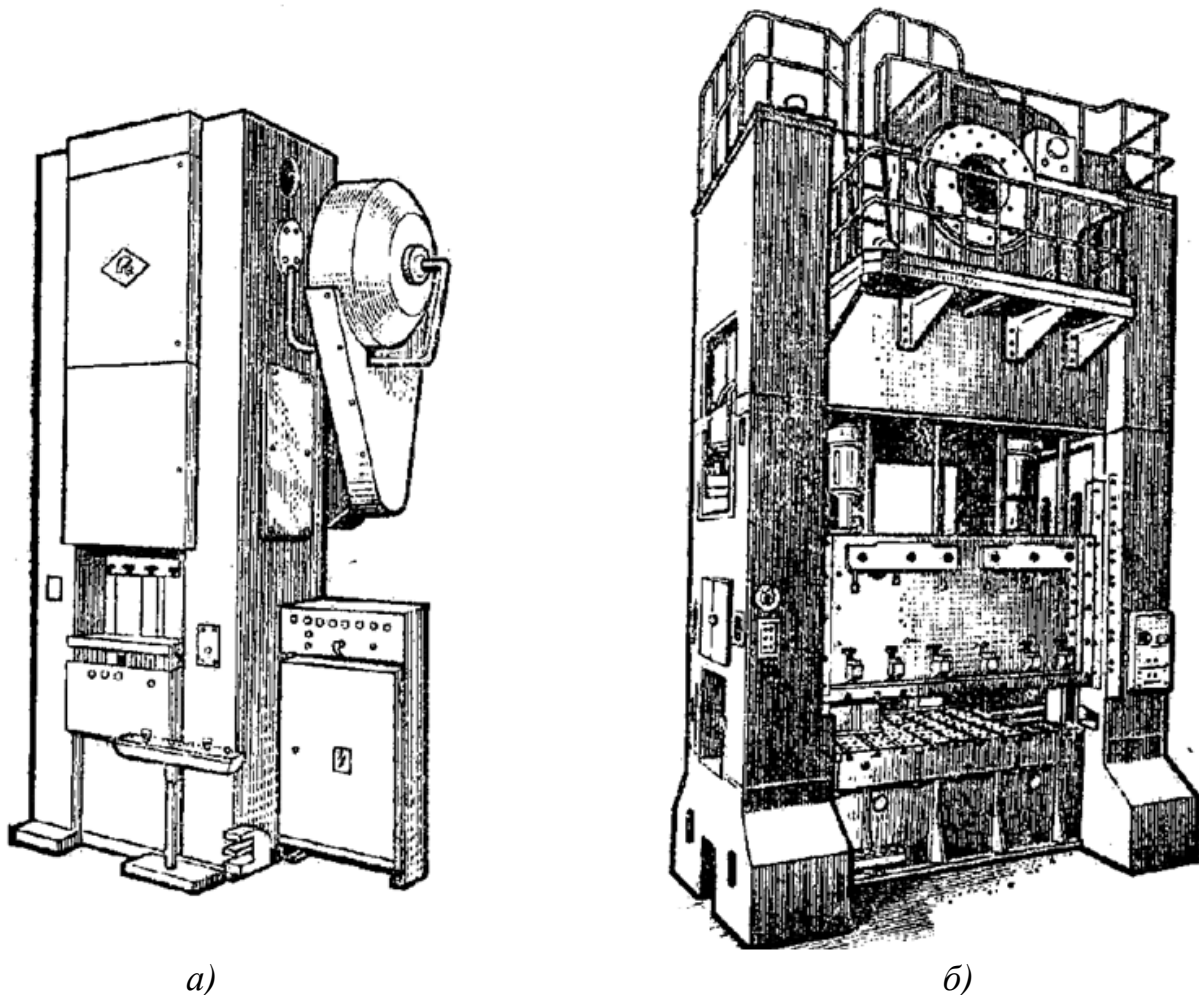


Рисунок 1.2 - Загальний вигляд однокривошипного закритого пресу K18072(а), двохкривошипного закритого пресу K3540 (б)

У усіх пресах використовується по два пневматичних врівноважувача. Виштовхувачі, у вигляді коромисла, встановлюються в повзунові. У столах пресу, по окремому замовленню, може кріпитися пневматичний циліндр-буфер, що виконує функції нижнього виштовхувача. Буфер має конструкцію двупоршненого циліндра, поршні кріпляться до одного штока і розташовані один над одним. Технічна характеристика моделей цих пресів приведена в таблицю.1.2, загальний вигляд пресів показаний на рисунку 1.2.

Таблиця 1.2 - Технічна характеристика ОКЗП

Модель	Зусилля, МН	Хід, мм	Закрита висота, мм	К-ть ходів в хв.	Потужність эл.дв., КВТ	Розмір столу, мм	Габарити пресу, мм
KB2532	1,6	250	460	60	15,6	800×800	2700×2500 ×4530
KB9532	1,6	160	330	60	15,6	800×800	2700×2500 ×4070
KB2534	2,5	320	560	40	33,5	800×800	2700×2500 ×5180
KB9534	2,5	200	390	40	33,5	800×800	2700×2500 ×4690
KB2536	3,15	400	710	40	33,5	800×800	3410×2500 ×5940
Примітка: преси, в позначенні моделі яких перша цифра «2» - з плунжерною підвіскою шатуна, «4» - з безпосередньою підвіскою повзуна на шатуні.							

Останнім часом широке поширення отримали кривошипні гарячештампувальні преси (КГШП) призначені для виконання різних технологічних процесів гарячого штампування з сортового металу: відкритого і закритого штампування, гарячого пресування і так далі.

Особливості КГШП полягають в наступному:

— жорстка конструкція головних вузлів і пресу в цілому, що необхідно для зниження пружної деформації пресу в цілях підвищення точності штампування;

- збільшені та посилені направляючі повзуна;

- збільшене число ходів повзуна.

Усі сучасні преси мають зварну станину, стягнуту чотирма шпильками по двох площинах роз'єму. Привід від електродвигуна здійснюється че-

рез ремінну передачу до приймального валу на крутень, в якому вмонтована запобіжна муфта (фрикційні елементи виконані у вигляді обкладань). З приймального валу обертання передається на ексцентриковий вал, на одній стороні якого встановлена дискова муфта, на іншій - дискове гальмо (фрикційні елементи виконані у вигляді обкладань).

В різний час на КГШП різного зусилля встановлювали ту, що блокується муфту-гальмо, стрічкове гальмо та ін. Шатун литий (відносна довжина ((0,12...0,15), скріплений з повзуном (кількість основних направляючих - чотири плюс стільки ж що додаткових, що направляють на хоботі). Регулювання закритої висоти штампового простору здійснюється подвійним клиновим механізмом, встановленим в столі пресу. У усіх пресах використовується по одному пневматичному врівноваживачу. Виштовхувач, що встановлюється в повзуні, спрацьовує від важеля, на який у свою чергу, діє при повороті шатуна пресу. У столах пресу кріпитися пневматичний циліндр, що виконує функції нижнього виштовхувача. Технічна характеристика моделей цих пресів приведена в таблицю 1.3, загальний вигляд пресів показаний на рисунку 1.3.

Таблиця 1.3 - Технічна характеристика КГШП

Модель	Зусилля, МН	Хід, мм	Закрита висота, мм	К-ть ходів в хв.	Потужність ел.дв., КВт	Розмір столу, мм	Габарити пресу, мм
КБ8040	10	250	560	90	55	770×990	4430×3500 ×5145
КБ8042	16	300	660	85	90	940×1200	4850×3515 ×5570
КБ8044	25	350	890	90	90	1200×1400	5585×3750 ×6400

Досить великий об'єм в загальному парку кривошипних машин займають преси карбувань, внаслідок великої потужності і компактності. Вони використовуються для виконання різних операцій холодного об'ємного штампування витискування, калібрування, карбування, рельєфного штампування і т. д.

По конструктивному оформленню карбувальні преси відносяться до закритих пресів з рамною станиною. Відмітною особливістю пресів карбувань є кривошипно-колінне виконання головного механізму, що забезпечують кінематичні і динамічні властивості, необхідні для виконання операцій з малим робітником ходом при великій величині деформуючих зусиль. Конструкція механізму показана на рис. 1.4. Опора 3 верхніх призми 5 утримується підпружиненими стягуваннями у верхньої траверси станини. Положення опори точно регулюється за допомогою клину 2 з індивідуальним приводом від електродвигуна 4 через черв'ячний редуктор 1. Підвіска повзуна і фіксація призми, як верхньою так і нижньою 6, робиться за допомогою планок, проушини яких попарно сполучають середню вісь з верхньою і нижньою вісями [2].

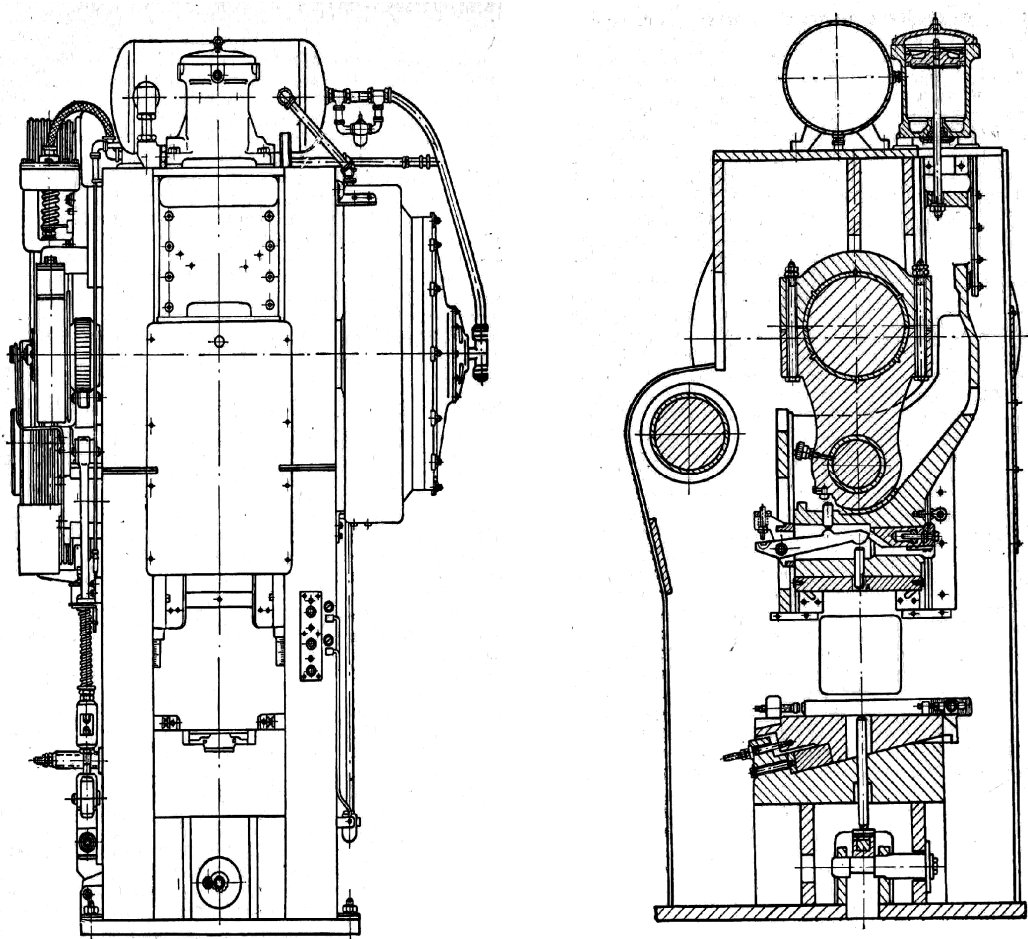


Рисунок 1.3 - Загальний вигляд кривошипного гарячештапувального пресу

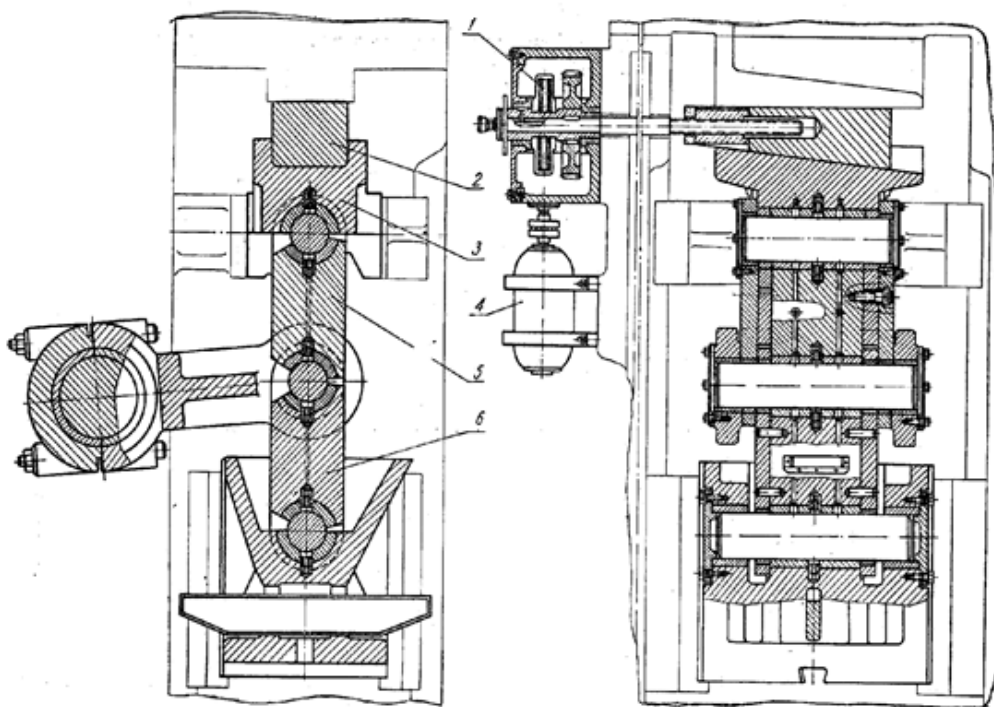


Рисунок 1.4 - Конструкція кривошипно-колінного механізму карбувального пресу

2 ОСНОВНІ СХЕМИ І КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

Кінематична схема однокривошипного відкритого пресу, що нахилиється, показана на рис. 2.1.

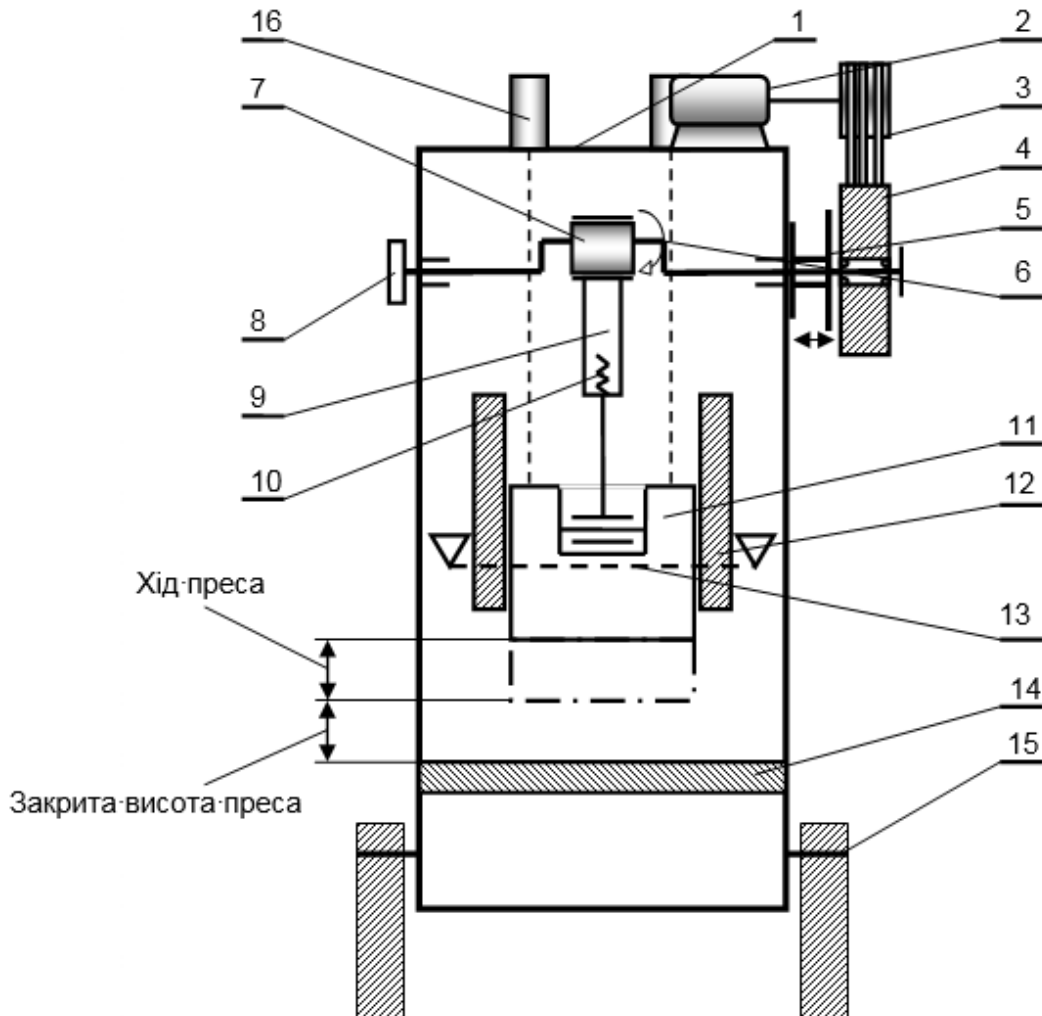


Рисунок 2.1 – Кінематична схема відкритого нахильного однокривошипного пресу простої дії

На станині 1 встановлений електродвигун 2, який через клинопасову передачу 3, крутень 4, фрикційну муфту-гальмо 5 передає крутний момент на кривошипний вал 6. На кривошипі розташована ексцентрикова втулка 7, яка служить для регулювання ходу пресу (повзуна). Для забезпечення автоматичної роботи пресу служить командоапарат 8, що монтується на кінці кривошипного валу. Вал, що обертається, через шатун 9 передає рух повзунові 11, що здійснює зворотно-поступальний рух в тих, що направляють 12. Для регулювання довжини шатуна, а отже міжштампового простору служить гвинт 10. У пазу повзуна переміщається коромисло 13 (планка виштовхувача), що упирається при підйомі повзуна впритул, закріплені на станині. Відстань між столом 14 преса (підштамповою плитою) і повзуном в його крайньому нижньому положенні визначає закриту висоту пресу (мі-

жштамповий простір). Нахил корпусу станини відносно стійки здійснюється за допомогою механізму 15. У пресах зусиллям більше 630 кН повзун підвішується на пневматичних врівноважувачах 16, які сприяють плавнішому ходу повзуна, а також служать оберіганням від опускання повзуна в аварійних ситуаціях [3].

Кінематична схема закритого пресу простої дії з проміжними валами показана на рис 2.2.

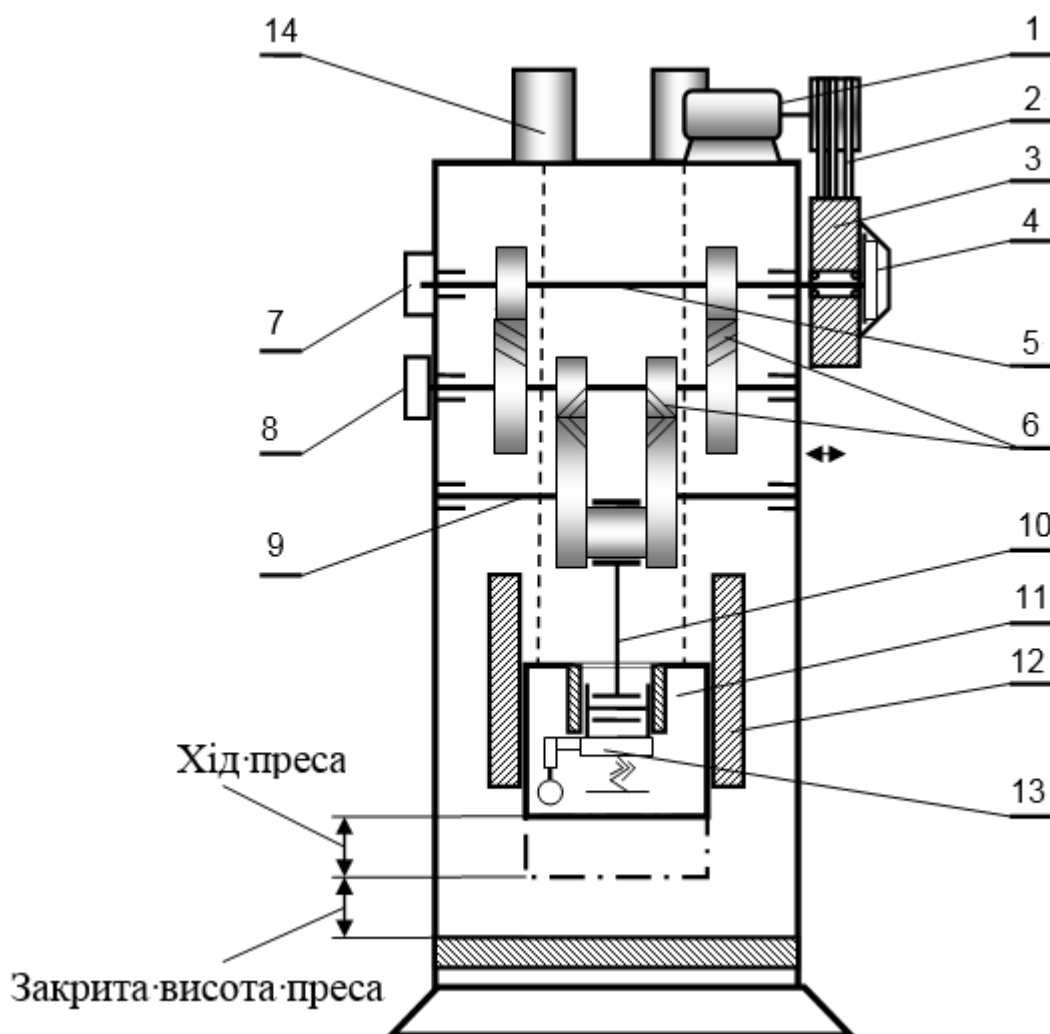


Рисунок 2.2 - Кінематична схема закритого кривошипного пресу простої дії

Аналогічно відкритому пресу крутний момент від електродвигуна 1, через клинопасову передачу 2, крутень 3, фрикційну дискову муфту 4 передає момент, що крутить, на проміжний вал 5, на якому розташовано також гальмо 6. Від валу 5 через систему зубчастих коліс 7 і ще один проміжний вал, на якому закріплений командоапарат 8, момент, що крутить, передається на кривошипний вал 9, виконаний у вигляді ексцентрикового блоку, шатун, що приводить в рух, 10 і далі повзун 11, що рухається в тих, що направляють 12. Ексцентриситет блоку 9 є постійним, внаслідок чого хід пресу не може мінятися. З'єднання шатуна 10 з повзуном 11 відбувається через механізм регулювання міжштампового простору 13.

3 КІНЕМАТИЧНІ І СИЛОВІ ПАРАМЕТРИ КРИВОШИПНО – ПОВЗУНОГО МЕХАНІЗМУ

При проектуванні кривошипного пресу того або іншого типу необхідно встановити його кінематичні параметри, тобто знайшовши закони зміни переміщень, швидкості і прискорення старанного ланки-повзуна, визначити максимальні значення цих параметрів, а також їх значення в період робочого ходу.

Кривошипно-повзунний механізм кривошипних ковальсько-пресових машин призначений для перетворення обертального руху приводу в зворотно - поступальний хід робочого органу - повзуна.

На рис.3.1 кривошипно-повзунний механізм представлений в двох проекціях: вигляд збоку(а) і вигляд спереду(б).

Механізм складається з головного валу 1, шатуна 2, повзуна 3, направляючих 4 і відноситься до чотириланковим плоским механізмам з однією мірою рухливості.

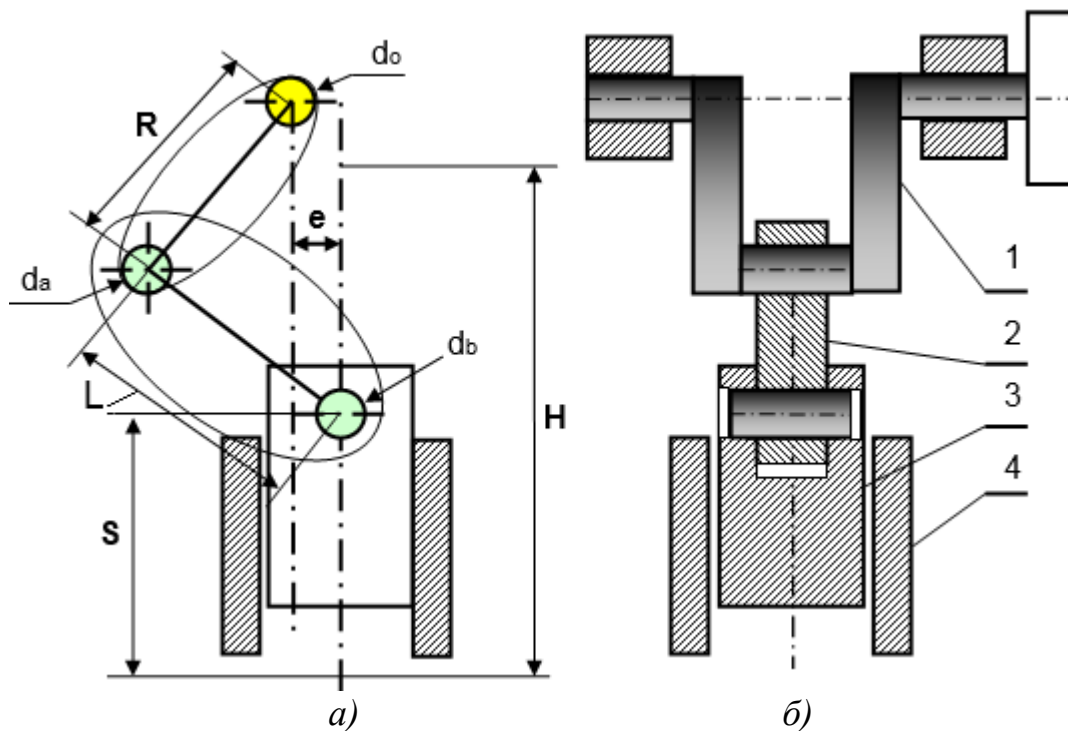


Рисунок 3.1 - Кінематична схема кривошипно-повзунного механізму

Кінематичні параметри визначають різними способами, найбільш зручний аналітичний метод. Зазвичай прийнято при розрахунках переміщень відлічувати їх від крайнього нижнього положення.

У літературі прийняті наступні позначення: R - радіус кривошипа; L - довжина шатуна; S - текучий хід повзуна, відлічуваний від крайнього нижнього положення (КНП); H - повний хід повзуна між крайнім верхнім положенням (КВП) і КНП; ω - кутова швидкість обертання головного валу; α - кут повороту

кривошипа; $\lambda \triangleq R/L$ - коефіцієнт шатуна (відносна довжина шатуна); e – відстань від вісі обертання головного валу до вісі руху повзуна (величина дезаксіальності); $K=e/R$ коефіцієнт зміщення повзуна (коефіцієнт дезаксіальності); d_o, d_a, d_b – діаметри пальців в шарнірах; P_n - номінальне зусилля кривошипної машини; P - поточне зусилля на повзуні; n - кількість ходів повзуна в хвилину.

Кривошипно-повзуні механізми бувають двох модифікацій: аксіальні ($e = 0$) і дезаксіальні ($e \neq 0$). На рис.3.1 показаний дезаксіальний механізм як найбільш загальний випадок.

Початковою величиною при проектуванні ланок кривошипно-повзунного механізму є величина повного ходу H повзуна, що вказується в завданні. За величиною H визначається радіус кривошипа.

-для аксіального (центрального) механізму:

$$R = \frac{H}{2}, \quad (3.1)$$

- для дезаксіального механізму:

$$R = \frac{H}{2(1 + \lambda^2 k^2 / 2(1 - \lambda^2))}. \quad (3.2)$$

Для визначення довжини шатуна L , необхідно скористатися заданою величиною коефіцієнта шатуна λ :

$$L = \frac{R}{\lambda_{el}} \quad (3.3)$$

Значення λ для сучасних кривошипних пресів приведені нижче:

1. Універсальні листоштампувальні преси:
 - з регульованим ходом — 0,065...0,085;
 - з постійним ходом — 0,085...0,17.
2. Витяжні преси подвійної дії — 0,19...0,27.
3. КГШП — 0,14...0,17.
4. ГКМ — 0,27...0,33.

Для визначення кінематичних параметрів кривошипно-шатунового механізму, тобто залежності переміщення S , швидкості v , прискорення j від кута повороту головного валу α визначаються для дезаксіального механізму по виразах:

$$S = R \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) + k\lambda \sin \alpha + \frac{1}{2} \frac{k^2 \lambda^2}{1 + \lambda} \right]; \quad (3.4)$$

$$v = \omega_{el} R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + \kappa \lambda \cos \alpha \right); \quad (3.5)$$

$$j = \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - \kappa \lambda \sin \alpha). \quad (3.6)$$

При конструюванні пресу необхідно знати навантаження (зусилля) на основні вузли кривошипно-шатунного механізму в статиці. Передусім, потрібно знати зусилля, діюче на шатун і на ті, що направляють повзуна, моменту, що крутить, на кривошипному валу.

Зусилля на шатуні розраховується по наступній формулі:

$$P_u = \frac{P}{\sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha + k)^2}}, \quad (3.7)$$

де P — технологічне зусилля.

Зусилля в тих, що направляють шатуна розраховується по формулі:

$$P_n = \frac{P \lambda (\sin \alpha + k)}{\sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha + k)^2}} = \frac{P}{\sqrt{\frac{1}{\lambda^2 (\sin \alpha + \lambda)^2} - 1}} \quad (3.8)$$

Погрішність при вичисленнях за приведеними наближеними формулами в межах одного ходу за самих несприятливих умов (великих значеннях λ і k) складає не більше 6 %. Для вичислення значень за приведеними формулами зручно використовувати ПК і різні програми, наприклад Matcad, а отримані результати заносити в таблицю типу таблиці. 3.1.

Таблиця 3.1 - Результати розрахунків кінематичних і силових параметрів.

α^0	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
S мм													
V мм/с													
J мм/с ²													
P _н Н · мм													
P _ш Н · мм													

За результатами розрахунків будують графіки, характер кривих переміщень, швидкостей, прискорень, зусиль на повзунові і шатуні показаний на рис. 3.2 - 3.6.

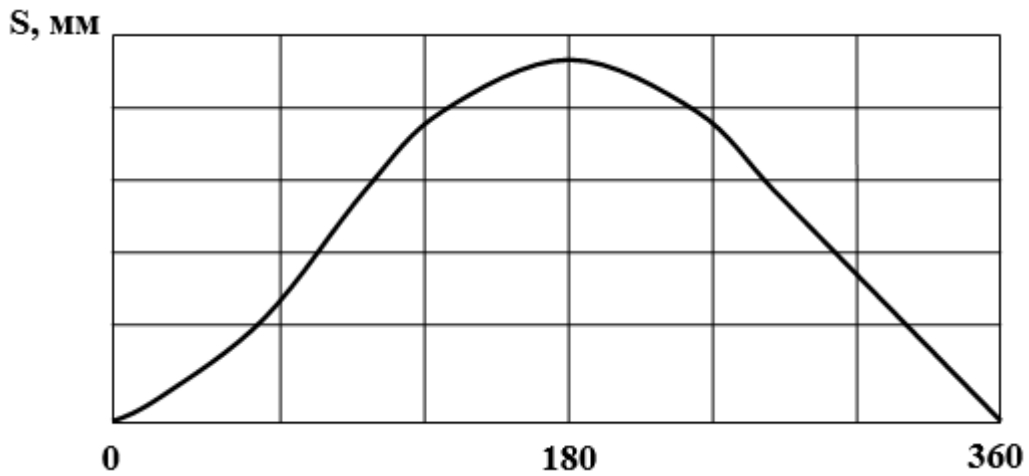


Рисунок 3.2 - Кінематична діаграма шляху S при зворотно-поступальному русу аксіального кривошипно-повзуного механізму

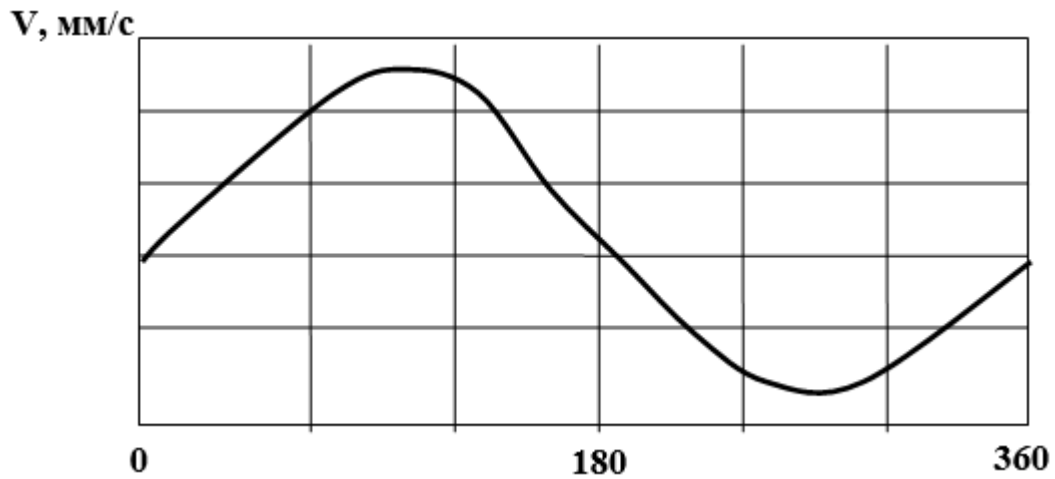


Рисунок 3.3 - Кінематична діаграма швидкості V при зворотно-поступальному русу аксіального кривошипно-повзуного механізму

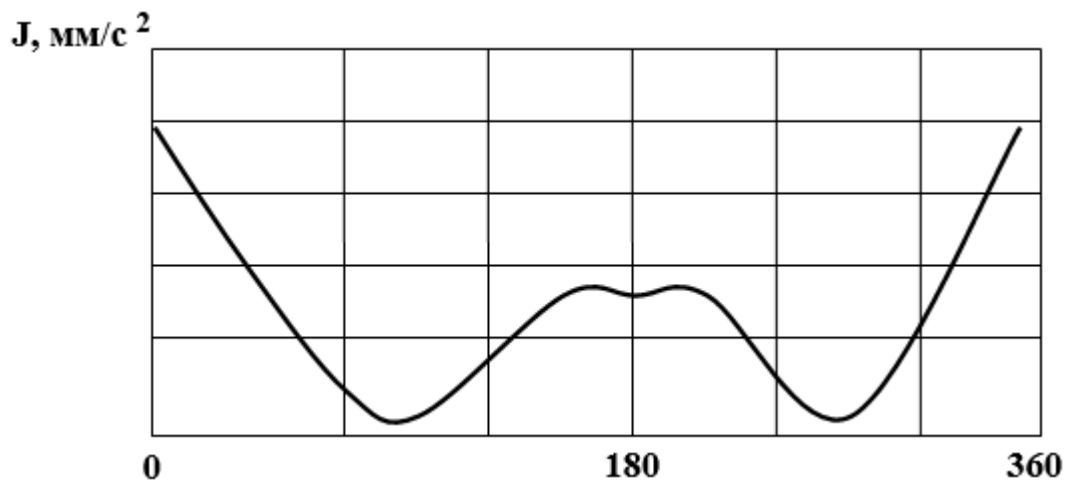


Рисунок. 3.4 - Кінематична діаграма прискорення J при зворотно-поступальному русі аксіального кривошипно-повзуного механізму.

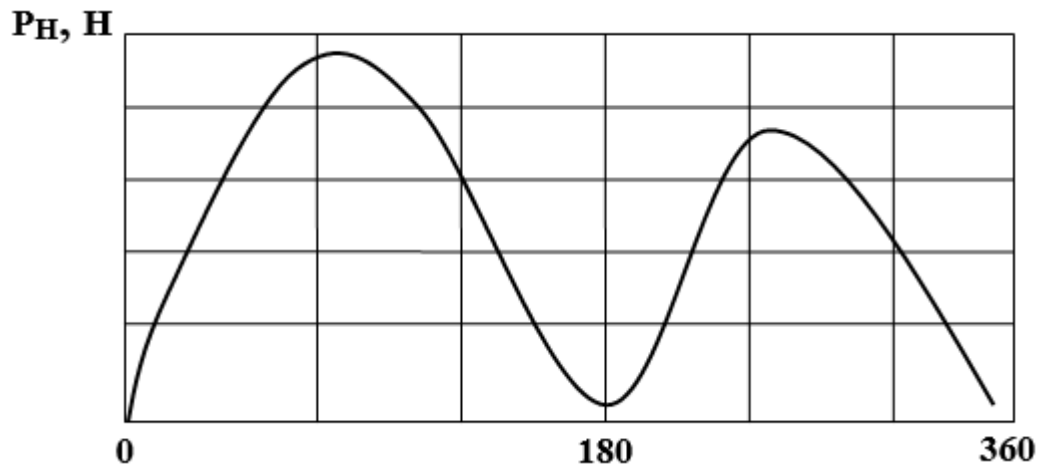


Рисунок 3.5 - Графік залежності в направляючих P_H від кута повороту валу

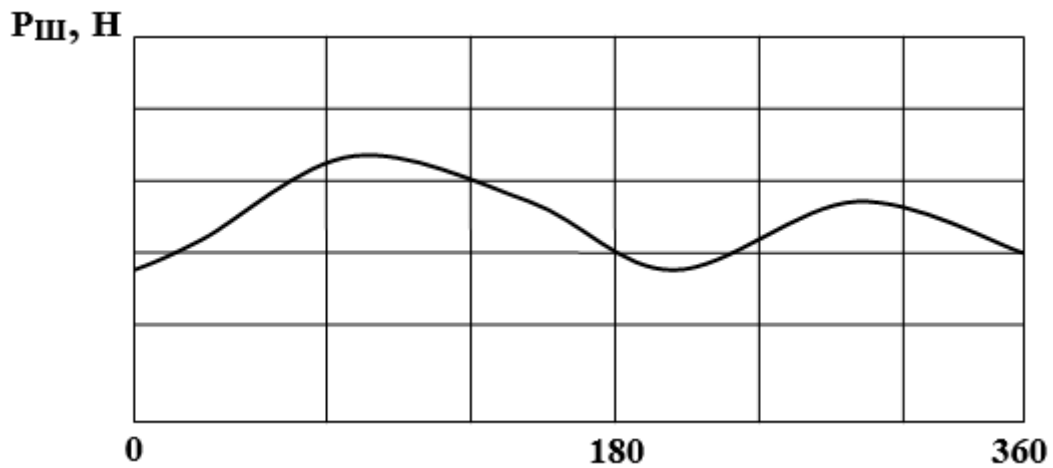


Рисунок 3.6 - Графік залежності зусилля в шатуні $P_{ш}$ від кута повороту валу

При тих же значеннях кутів α для механізму з нижнім розташуванням кривошипа величини переміщень, швидкостей і прискорень будуть меншими.

Для механізмів, що мають більше число ланок, як правило, важко аналітично встановити залежність кінематичних параметрів від кута повороту кривошипа. В цьому випадку використовують графічні і графоаналітичні способи, ЕОМ і різні застосовні програми [3].

4 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК КОЛІНЧАСТИХ І ЕКСЦЕНТРИКОВИХ ВАЛІВ

Колінчасті вали кривошипно-повзунних механізмів виконуються у вигляді колінчастих валів або у вигляді звичайних ступінчастих осей і валів шестерне-ексцентрикового типу. У шестернеексцентриковому приводі використовується одна (рис.4.1. г) або дві (рис. 4.1. д, е) нерухомі вісі, закріплених в голівці (траверсі) пресу.

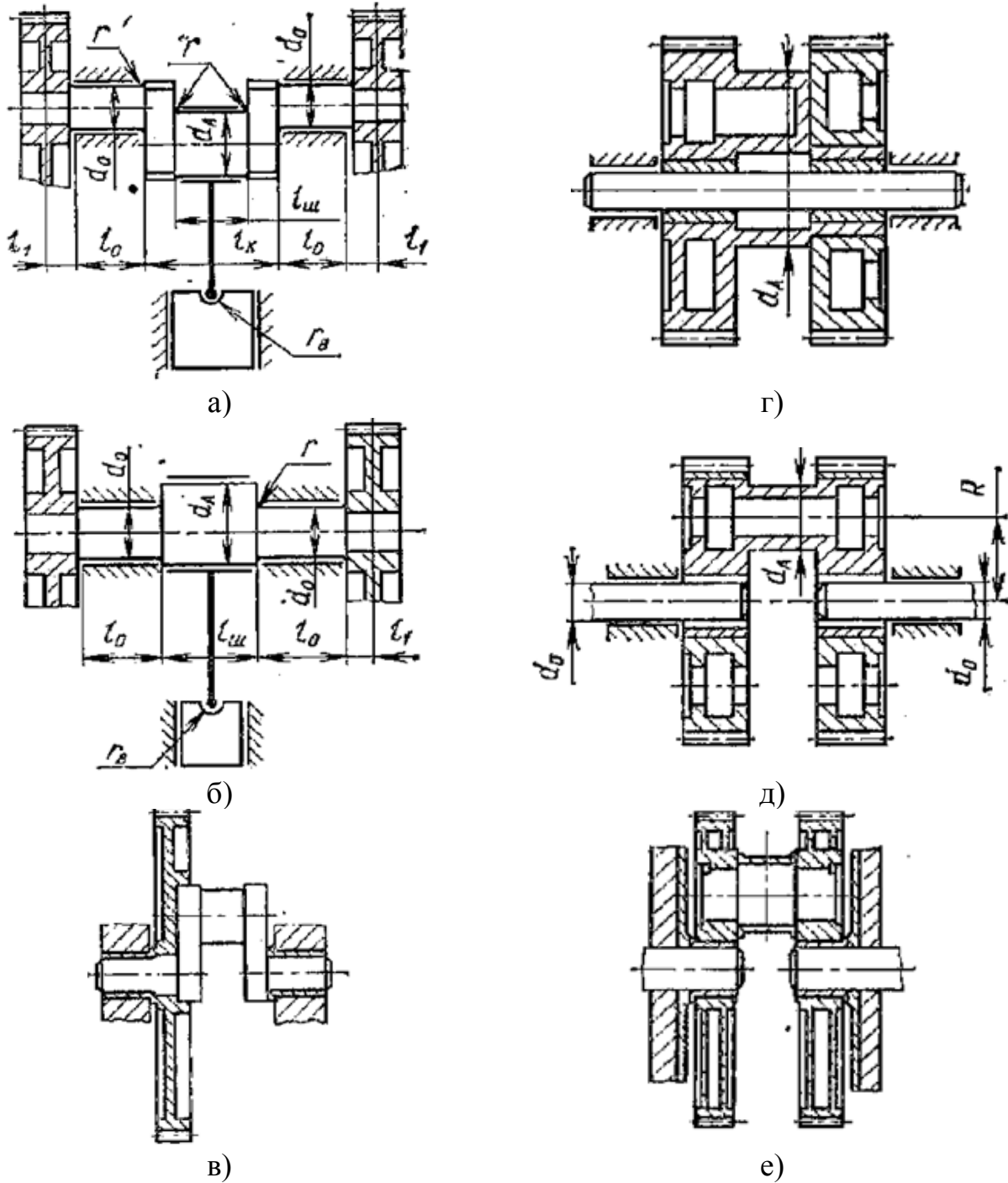
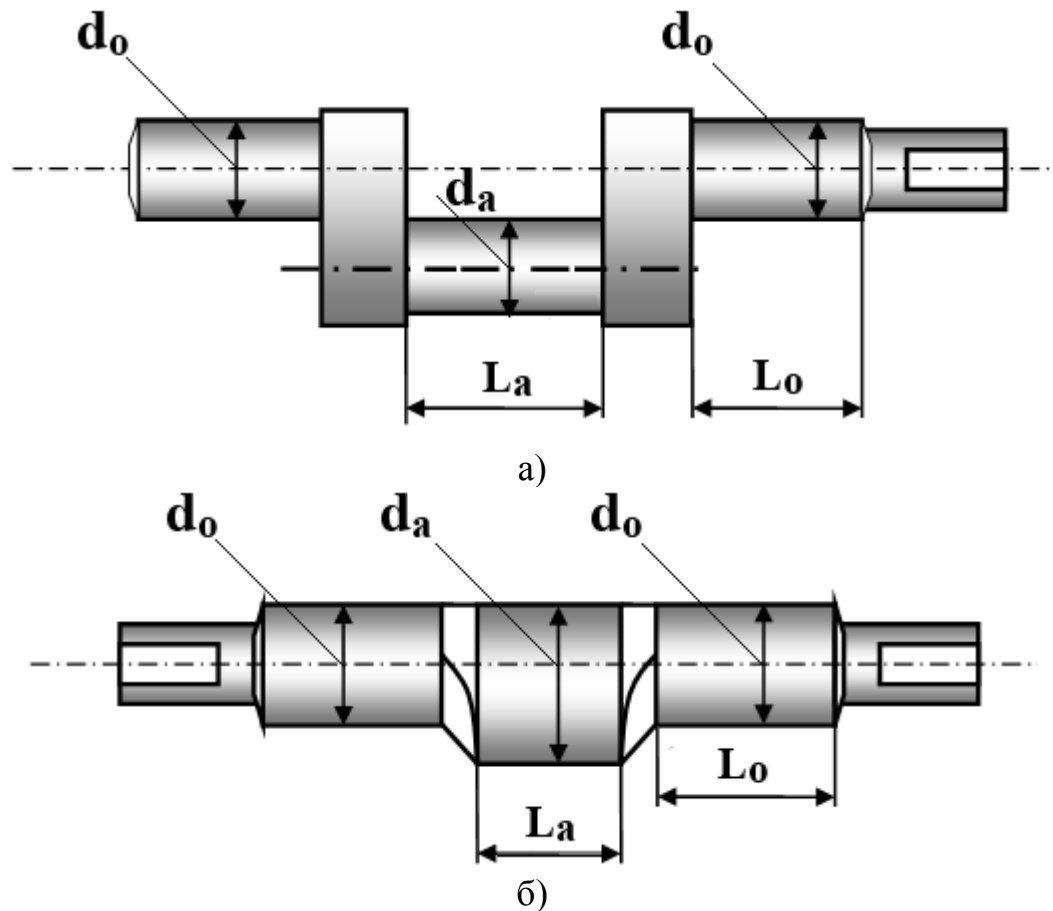


Рисунок 4.1 - Модифікації кривошипно-повзунного механізму однокривошипних двостійкових пресів

Завдяки простоті виготовлення і експлуатації шестернеексцентрикові приводи отримали велике поширення. Колінчасті вали можуть бути як з консольним розташуванням приводних зубчастих коліс (рис. 4.1 а, б), так і з міждопорним (рис. 4.1 в), зубчасті колеса шестернеексцентрикового приводу завжди розташовуються усередині траверси і є міждопорними. Привід може бути одностороннім і двостороннім (рис. 4.1 а, б, в, г, д, е).

Розміри колінчастих валів кривошипних машин багато в чому визначають і розміри самої кривошипної машини. Тому конструюванню цих елементів пресу приділяють особливу увагу.



а - одноколінчастий б - одноексцентровий
 Рисунок 4.2 - Типові конструкції кривошипних валів КШО

Вали є найбільш відповідальною деталлю пресу, визначальними одну з основних характеристик преса - хід повзуна. При роботі вали випробовують складне циклічне вантаження, тому до них пред'являються підвищені вимоги по міцності і втомній міцності. Розрахунок колінчастого валу представляє досить складне завдання, внаслідок цього рекомендується спрощена методика проектування.

Для визначення основних геометричних параметрів валів можна використовувати емпіричні залежності (1,с.53). Отримані розміри округлюють і вибирають матеріал валу.

Таблиця 4.1 – Геометричні параметри валів.

Параметр Тип валу	d₀		l₀	d_a	l_ш	l_k	r₀
Одноколінчастий	$140\sqrt{P+0,02}$ $P \leq 2\text{МН}$	$120\sqrt{P+0,6}$ $P > 2\text{МН}$	2,0 d ₀	1,5 d ₀	1,5 d ₀	2,8 d ₀	0,08 d ₀
Одноексцентриковий	$103\sqrt{p+1}$		1,7 d ₀	1,75 d ₀	1,3 d ₀	2,5 d ₀	0,08 d ₀
Двоколінчастий	$90\sqrt{p}$ Преса пресої дії	$60\sqrt{p}$ Карбувальні преса	1,9	1,35	1,3	2,5	0,08

Зусилля, що допускається міцністю валу, визначається по формулі:

$$P_{\text{дон}} = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1u}}{nk_{\gamma} \sqrt{0,004l_0 \phi_{\delta}^{\beta} + \phi_{\tau} (0,5m_k + 0,08d_0)^2}} \quad (4.1)$$

У цій формулі m_k -приведене плече, змінна величина, залежна від кута повороту кривошипа (α).

$$m_k = m_k^{\alpha} + m_k^f; \quad (4.2)$$

$$m_k^{\alpha} = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + k \cdot \lambda \cdot \cos \alpha \right); \quad (4.3)$$

$$m_k^f = f [(1 + \lambda) \cdot r_a + \lambda \cdot r_b + r_0]; \quad (4.4)$$

$$m_k^f = f [(1 + \lambda) r_a + \lambda r_b + r_0], \quad (4.5)$$

де $f = 0.08$ - коефіцієнт тертя в шарнірах;

r_0, r_a, r_b – радіуси у відповідних шарнірах механізму;

R, λ, k – геометричні параметри кривошипного механізму.

$\Phi_{\sigma}, \Phi_{\tau}$ – емпіричні величини, залежні від геометричних параметрів валу.

За результатами розрахунків будується графік виду (рис.4.3).

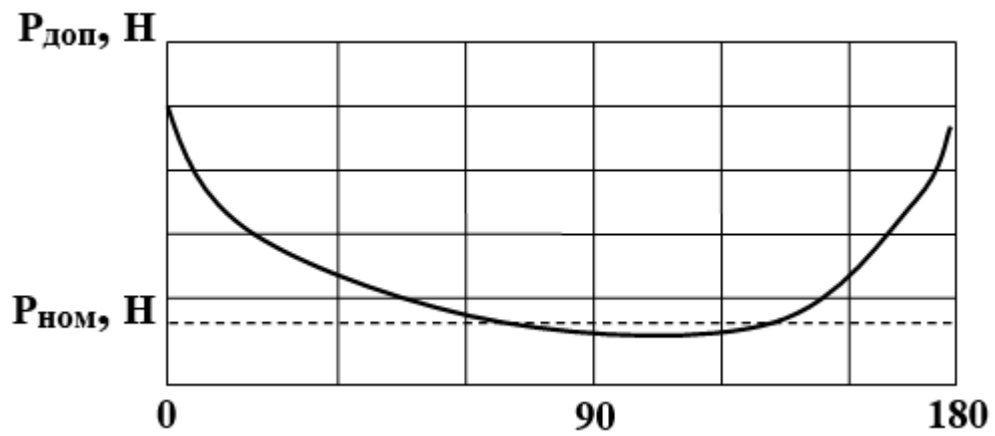


Рисунок 4.3 - Графік залежності зусилля, що допускається, на валу P_d від кута повороту валу

Для визначення моменту, що крутить, на валу застосовується формула:

$$M(\alpha) = P \cdot t_k(\alpha) \quad (4.6)$$

Провідний (головний) вал виконавчих механізмів може мати декілька виконань, показаних на рис.4.4.

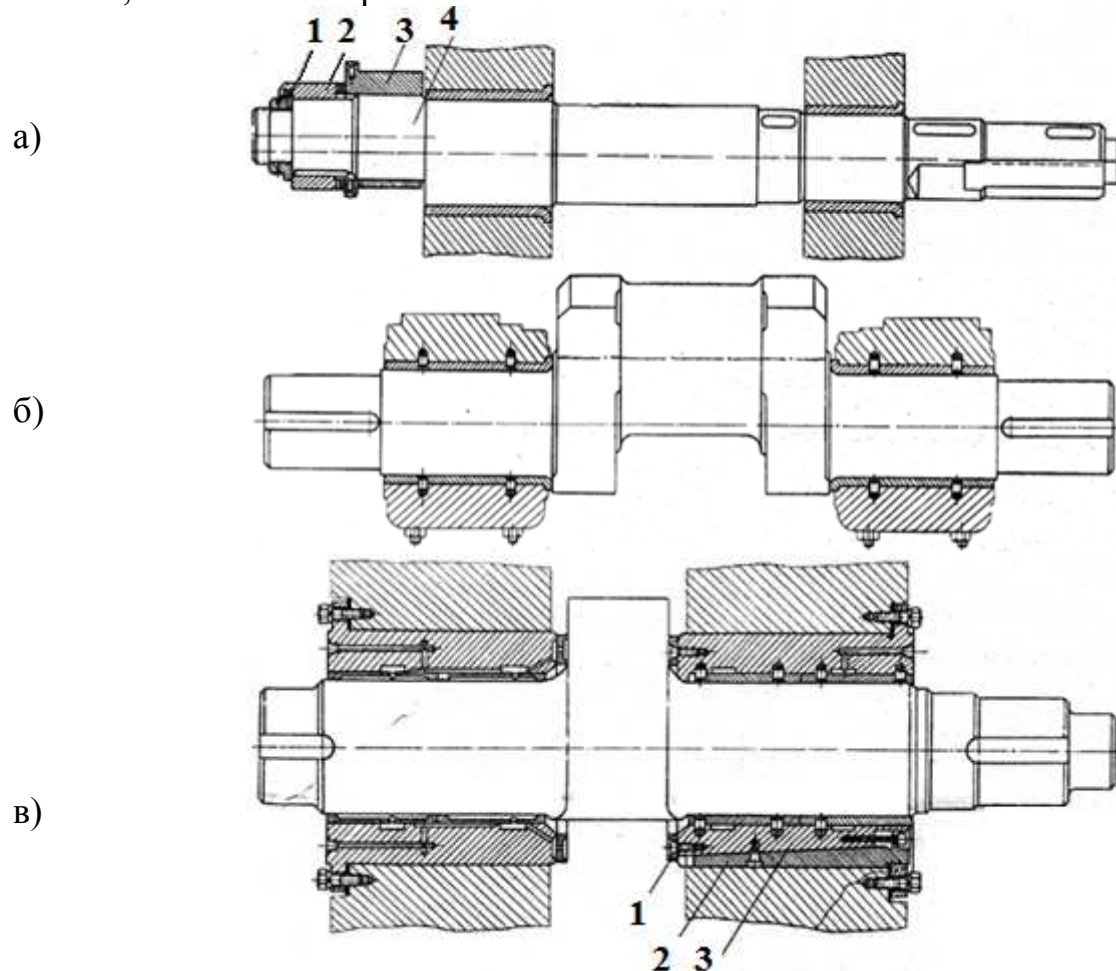


Рисунок 4.4 - Варіанти виконання головних валів

Кривошипний вал (рис.4.4,а) у зв'язку з консольним розташуванням провідного кривошипа (кривошипна цапфа) застосовують тільки в одностоечних пресах. Як правило, кривошипний вал має спеціальну ексцентрикову втулку 3 для регулювання ходу повзуна. Ексцентрикова втулка вільно встановлена на кривошипній цапфі 4 і фіксується за допомогою зубчастої муфти 2, закріпленою шпонкою на валу і втулки, що зчіплюється із зубами. Положення втулки і муфти фіксується гайкою 1 з лівим різьбленням [4].

Колінчастий вал (рис.4.4,б) застосовують в пресах зі збільшеним ходом(витяжні преси, ГКМ).

Ексцентриковий вал (рис.4.4,в) використовують в пресах, де він потрібний за умовами жорсткості(КГШП, двустоечные вирубні преси), коли потрібне регулювання ходу повзуна, аналогічно першому варіанту, показаний на рис.4.5.

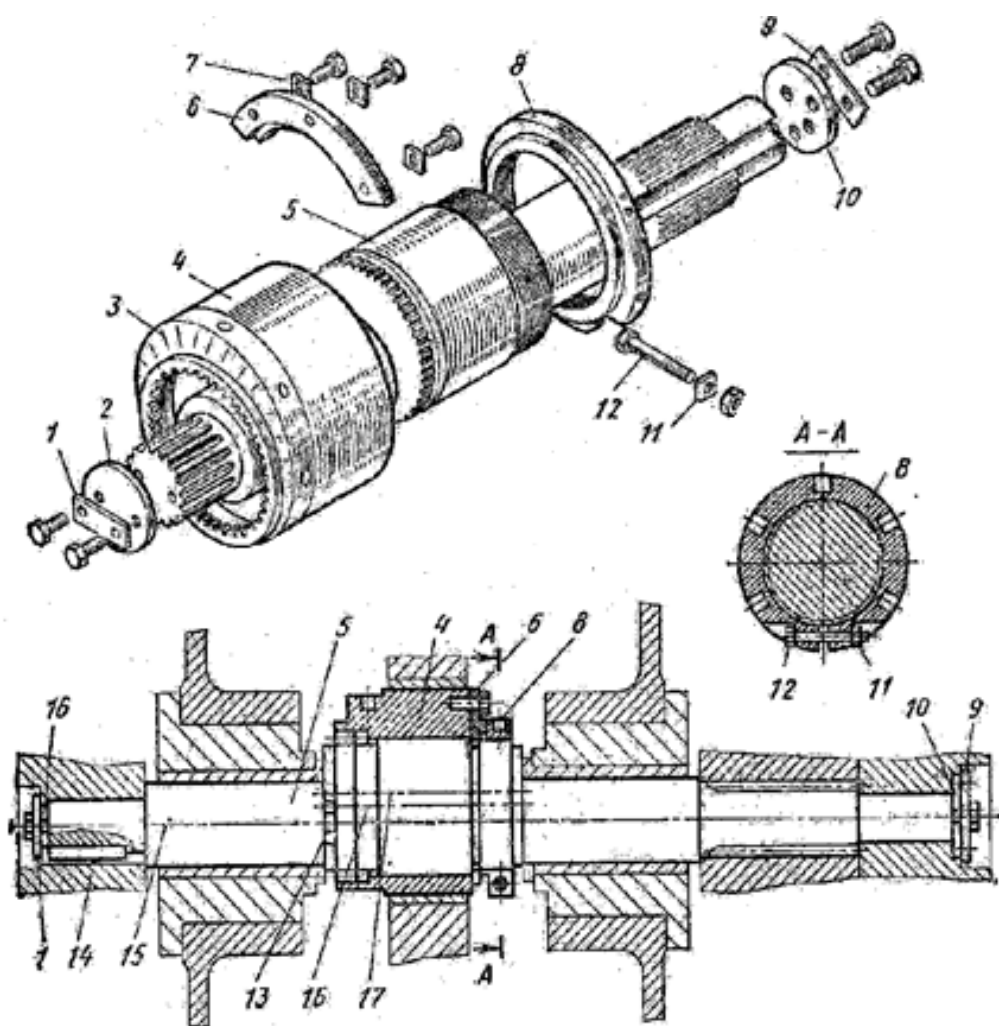


Рисунок 4.5 - Варіант виконання ексцентрикового валу з регулюванням ходу повзуна

5 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ШАТУНІВ І ПОВЗУНІВ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

Шатун є відповідальним елементом пресу, за допомогою якого здійснюється передача зусилля з боку колінчастого валу на повзун. Кривошипно-повзунні механізми за типом приводу можна розділити на механізми з верхнім і нижнім приводом. У механізмі з верхнім приводом шатун штовхає повзун, а при робочого навантаження випробовує окрім вигину ще і стискування. У механізмах з нижнім приводом шатун тягне повзун і разом з вигином випробовує при робочого навантаження розтягування. Варіант шатуна, що тягне, можливий і при верхньому приводі (ножиці з похилим ножом для різання листового металу). Головними елементами шатуна є кривошипна (велика) голівка, тіло (стержень) і мала (повзуна) голівка.

Шатуни бувають роз'ємні, такі, що складаються з тіла шатуна і кришки (рис.5.1 а) і нероз'ємні бугелі. У роз'ємних шатунах пресів зусиллям до 1МН складеним виконуються і само тіло шатуна. Цей гвинт служить для регулювання величини штампового простору (рис. 5.1б). Нероз'ємні шатуни пресів мають пряму вісь, бугелі ножиць для різання листового металу - викривлену вісь.

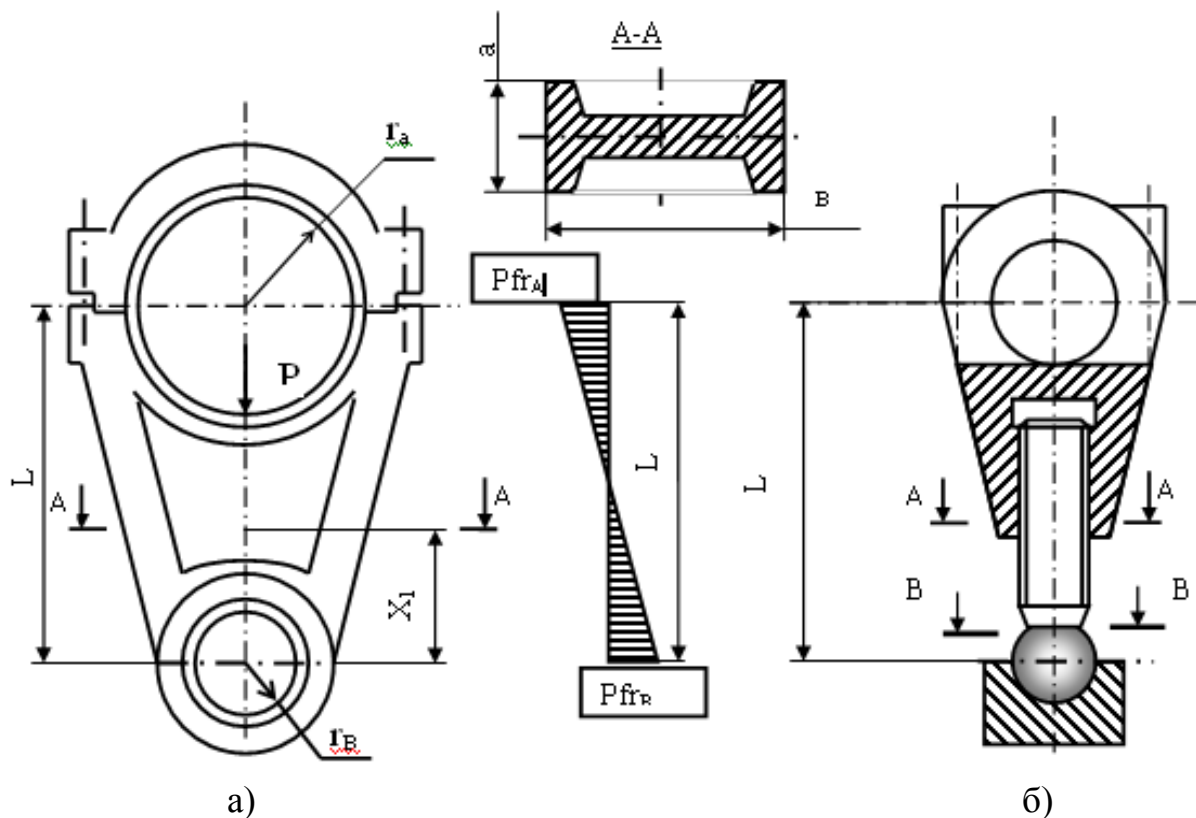


Рисунок 5.1 - Типові конструкції шатунів і етюра навантажень, що вигинають шатуна

Розрахунок шатунів на міцність ведуть по сумарній (результуючим) напрузі в небезпечному перерізі:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{сж}} + \sigma_i, \quad (5.1)$$

де $\sigma_{\Sigma} = \frac{P}{F_{A-A}}$

F_{A-A} — площа перерізу.

$$\sigma_i = \frac{M_u}{W_{A-A}}, \quad (5.2)$$

де W_{A-A} - момент опору вигину перерізу шатуна.

$$M_u = f \cdot P \cdot \left(r_b - x \cdot \frac{r_a + r_b}{L} \right), \quad (5.3)$$

де x — відстань небезпечного перерізу від осі малої голівки шатуна (див рис.5.1)

При з'єднанні повзуна з шатуном за допомогою пальця додатково рахують палець на напругу зрізу (рис. 5.1 а) :

$$\sigma_{cp} = \frac{4P}{\pi d_n^2 k} \leq [\sigma_{cp}], \quad (5.4)$$

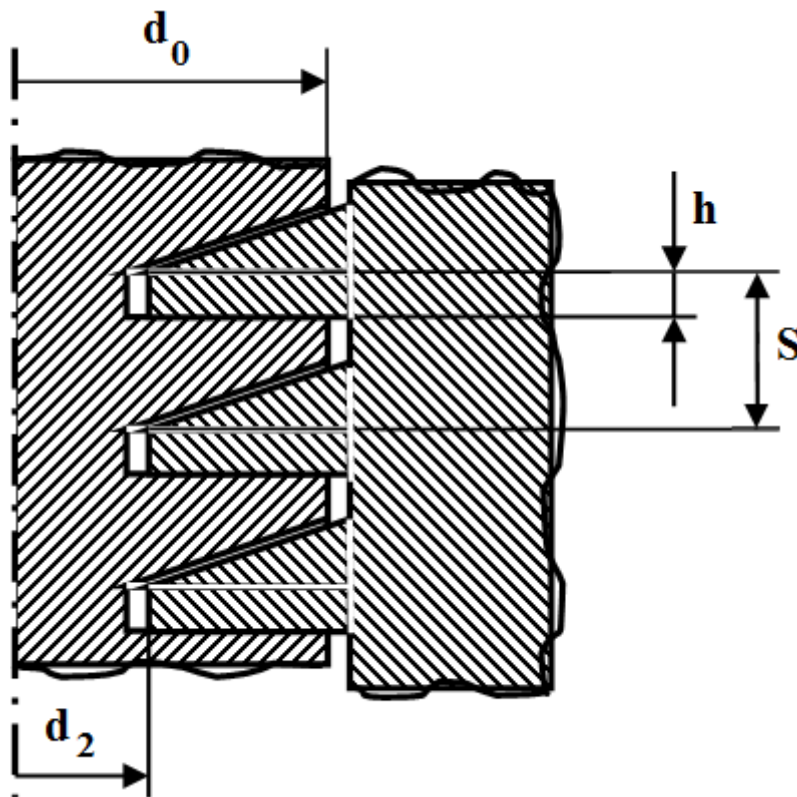


Рисунок 5.2 - Схема різьбового з'єднання шатуна з гвинтом

У разі складеної конструкції шатуна з гвинтом (рис. 5.1 б), різьблення шатуна перевіряється на те, що зім'яло і вигин (рис. 5.2) :

$$\sigma_{cm} = \frac{4P}{n\pi(d_0^2 - d_2^2)k_H} \leq [\sigma_{cm}] \quad (5.5)$$

де n - число витків;

$k_H = \frac{5s}{d_0}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по витках;

s - шаг різьблення.

Напруга вигину витків різьблення:

$$\sigma_{виг} = \frac{3P(d_o - d_2)}{2\eta s^2 \beta_1^2 d_o n} \leq [\sigma_{виг}] \quad (5.6)$$

де $\beta_1 = \frac{h}{s}$ - коефіцієнт товщини витка.

Після виконання основної технологічної операції, при зворотному ході по-взуна шатун може випробовувати розтягуючу напругу (закушування пуансона). При цьому для наближених розрахунків приймають зусилля зворотного ходу рівним 20% від номінального:

$$P_{зв} = 0,2P_H \quad (5.7)$$

Необхідний діаметр шпильок кріплення кришки шатуна визначають по формулі:

$$d_{шп} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{зв} \cdot k_{шп}}{\pi \cdot n_{шп} \cdot \sigma_p}}, \quad (5.8)$$

де $k_{шп} = 1,3$ - коефіцієнт нерівномірного розподілу навантаження;

$n_{шп}$ - число шпильок;

σ_p - напруга, що допускається на розрив шпильки.

Додатково вважають бронзові вкладиші шарнірів на те, що зім'яло:

$$\sigma_{cm} = \frac{P}{d_b \cdot a} \quad (5.9)$$

Напруга зрізу в пальці шатуна

$$\sigma_{cp} = P \cdot \frac{4}{\pi \cdot d_b^2 \cdot 0,8}. \quad (5.10)$$

Типові конструкції кривошипно-ползунних механізмів представлені на рис. 5.3 - 5.7.

Вузол повзуна включає власне повзун і шатун. Додаткові пристрої- верхні виштовхувачі, механізм регулювання закритої висоти, запобіжники від перегрузки-выделяют в окремі вузли в досить складних пристроях.

Конструкції повзунів підрозділяють за наступними ознаками:

- 1) по кількості шатунов – одно - і багатошатунові;
- 2) за способом підвіски до шатунів - безпосередньо або через проміжний плунжер;
- 3) за формою корпусу шатуна-призматический повзун, повзун коробчатої форми і повзун з додатковим відростком(хоботом);
- 4) за способом з'єднання шатуна з повзуном - кульовим або циліндричним підшипником.

Одношатунова підвіска виявляється достатньою при малих зміщеннях при малих зміщеннях центру тиску штампу відносно осі повзуна. На великих листоштампувальних пресах часто застосовують двох (рис.5.3) і чотирьохшатунову підвіску. Двохшатунова підвіска потрібна для стійкого руху довгих по фронту і вузьких повзунів, наприклад в ножицях і листогибочних пресах.

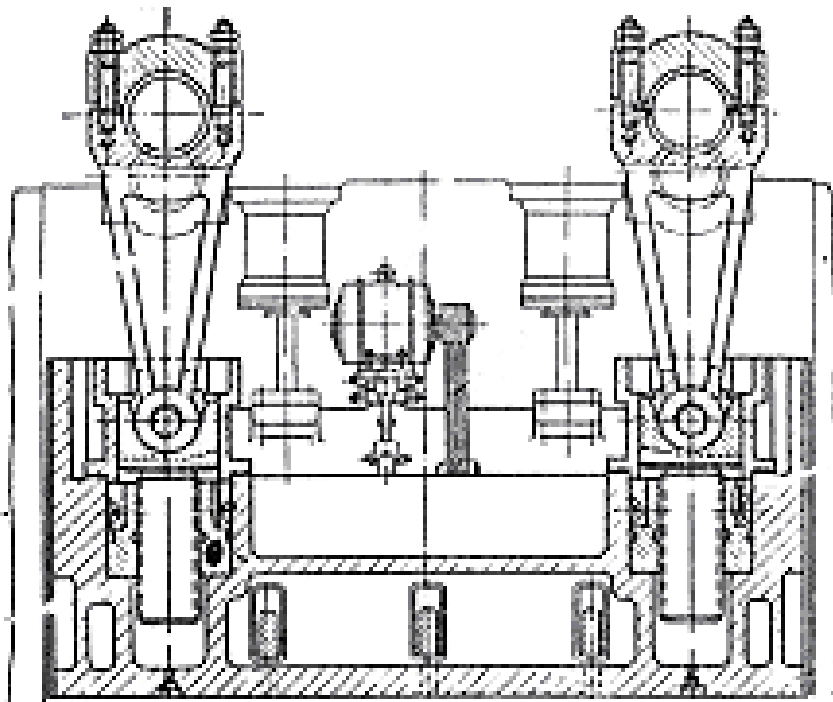


Рисунок 5.3 - Схема двохшатунового з'єднання з повзуном

У деяких пресах застосовують підвішування повзуна через проміжний плунжер (рис.5.4), перевагою якого є повне розвантаження повзуна від горизонтальних сил.

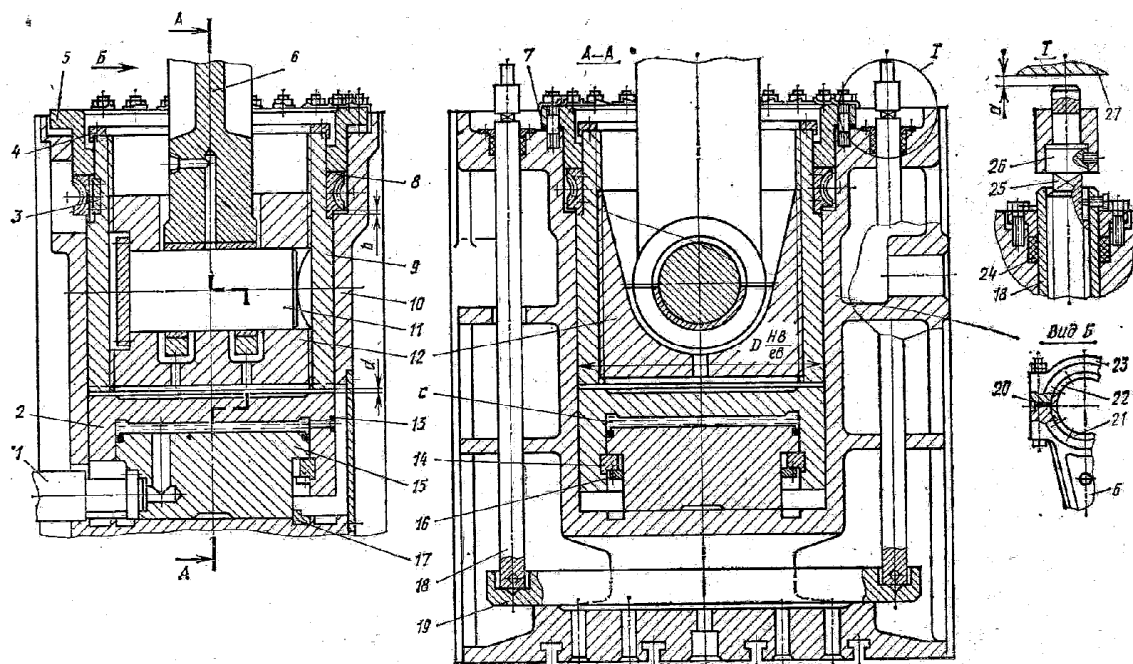


Рисунок 5.4 - Схема з'єднання шатуна з повзуном через Проміжний плунжер

Варіанти з'єднання шатуна з повзуном за допомогою кульового пальця або циліндричної поверхню осі показані на рис.5.5. Другий варіант найбільше поширений для потужніших пресів, для пресів зусиллям більше 2 Мн.

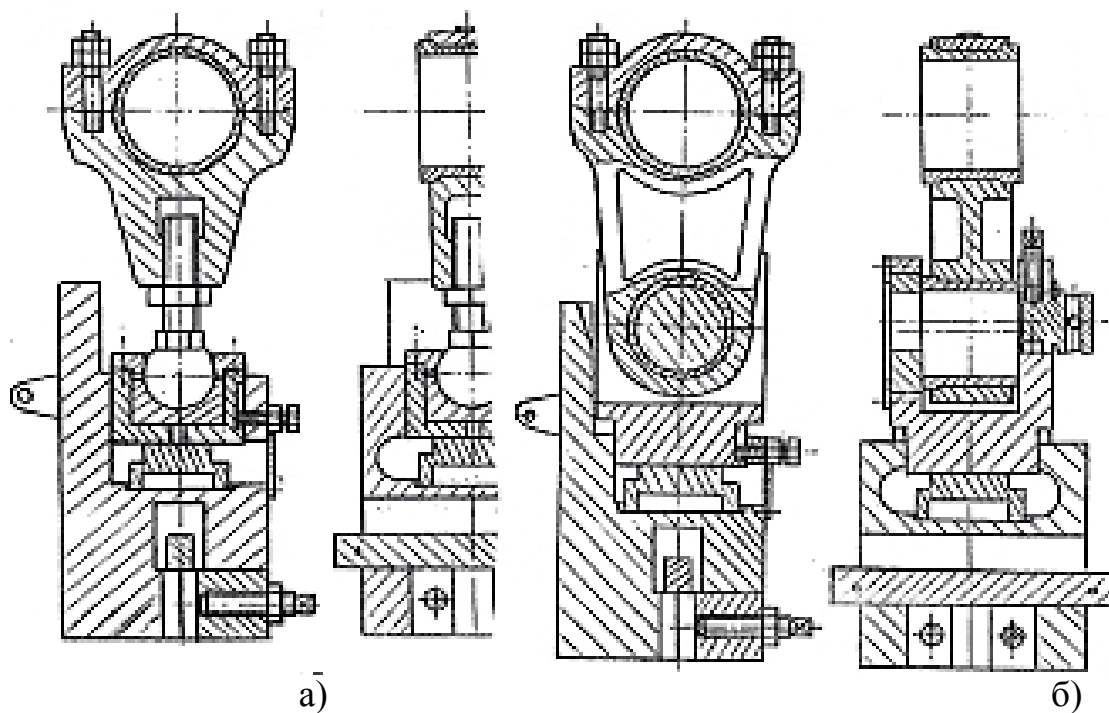


Рисунок 5.5 - Варіанти з'єднання шатуна з повзуном

Коробчаті корпуси повзунів виготовляють із сталевого литва або зварного. У корпусі повзуна встановлюють механізм регулювання закритої висоти запобіжники від перевантажень, наприклад механічні (рис.5.5), гідравлічні (рис.5.4) або гідропневматичні.

Окрім повзунів типових призматичних форм в КГШП і ГKM застосовують хоботообразные повзуни з посиленням напрямом (рис.5.6), а також показані на рис.5.7 варіант конструктивного виконання вузла повзуна з ручною регулюванням закритої висоти та на рис.5.8 варіант виконання з'єднання шатуна з повзуном за допомогою кульового пальця і за допомогою проміжного плунжера.

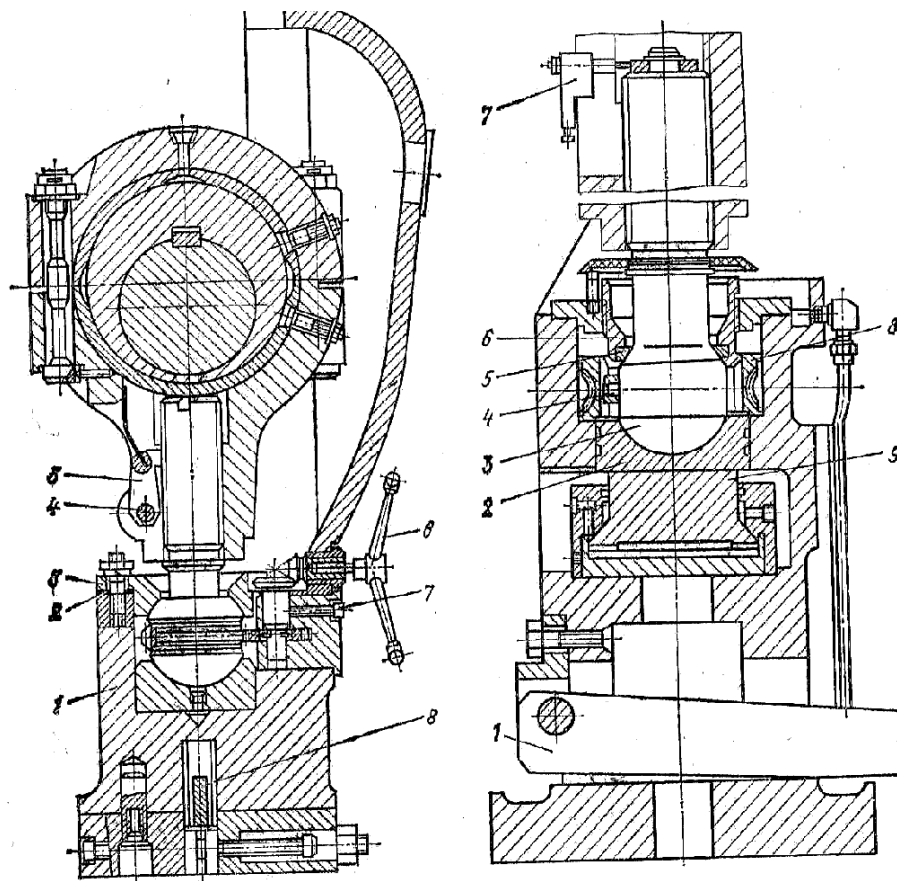


Рисунок 5.6 - Варіант виконання повзуна з додатковим напрямом і механічним верхнім виштовхувачем

Загальне компонування кривошипних горячештамповочных пресів і деякі варіанти виконання механізмів регулювання закритої висоти пресів показані на рис.5.9 – 5.12. Механізми регулювання закритої штампової висоти кривошипних горячештамповочных пресів (КГШП) можуть виконувати дві основні функції: забезпечувати можливість установки на один прес інструменту, що має різну закриту висоту; компенсувати пружні деформації машини і знос інструменту. У КГШП, де жорсткість впливає на точність виробів, застосовують клинові механізми регулювання закритої висоти і механізми регулювання за допомогою ексцентрикових втулок і вісей [5].

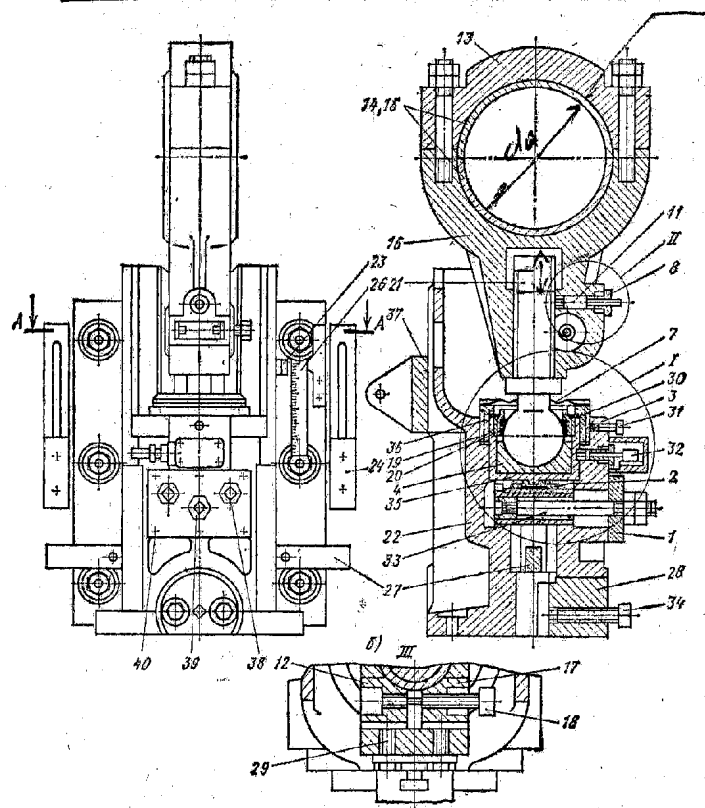
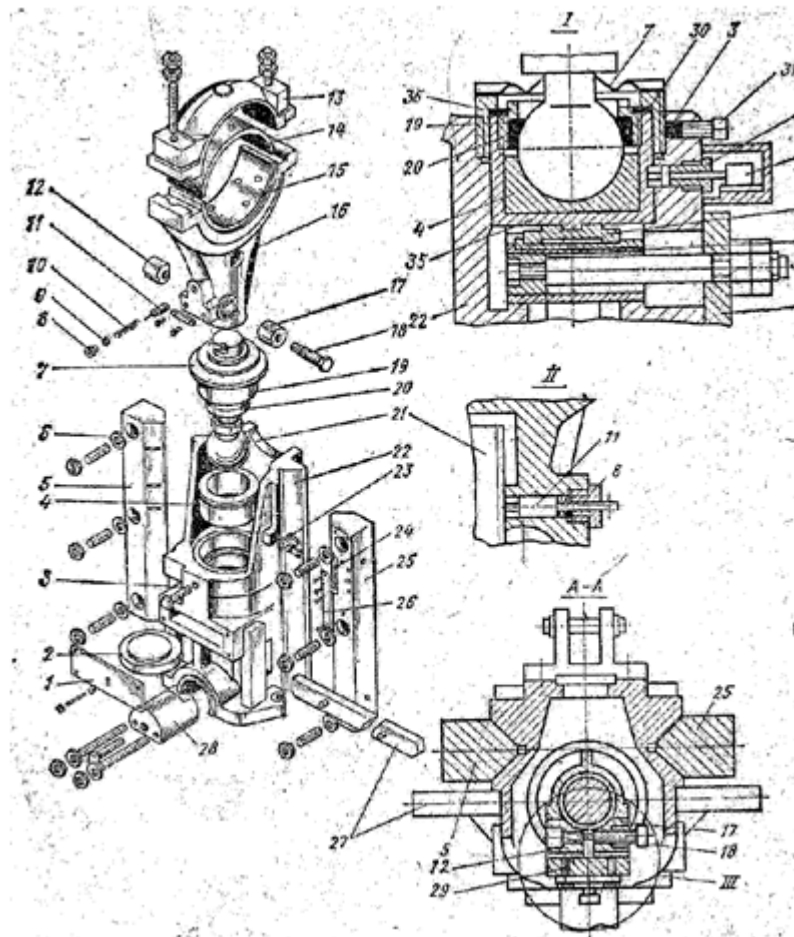


Рисунок 5.7 - Варіант конструктивного виконання вузла повзуна з ручною регулюванням закритої висоти

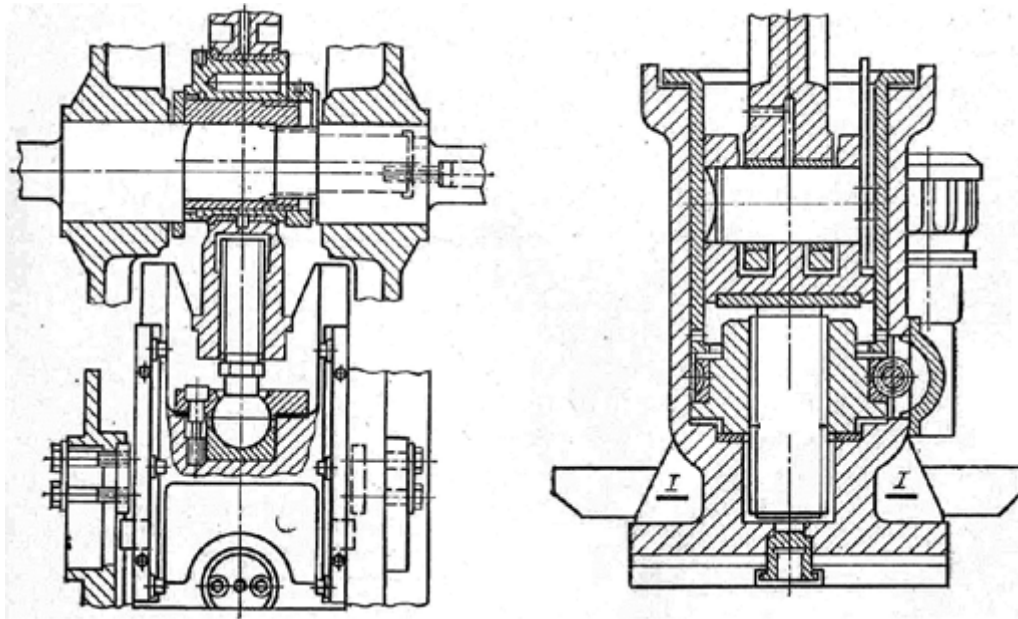


Рисунок 5.8 - Варіант виконання з'єднання шатуна з повзунком за допомогою кульового пальця і за допомогою проміжного плунжера

Традиційний метод регулювання закритої висоти, широко використовуваний до середини 70-х років минулого століття, — застосування клинового механізму в столі пресу.

В умовах експлуатації механізм регулювання часто важко зрушити з місця, і тоді міжштамповою висоту регулюють за допомогою підкладних пластинів.

Будь-який клиновий механізм, що самотормозящийся, за наявності мастильного матеріалу в умовах короткочасного вантаження стає несамотормозящимся і вимагає відповідного силового замикання.

При дотриманні необхідних умов експлуатації, зокрема при періодичному очищенні клинових механізмів від окалини і подачі мастильного матеріалу, ці механізми можуть забезпечити умови для підрегулювання штампової висоти в необхідний момент. Проте обстеження цих клинових механізмів в реальних умовах експлуатації в ковальських цехах показали, що в результаті забивання окалиною проміжків між клином і його посадочними місцями в столах пресів ці механізми стопоряться «намертво». Тому був зроблений висновок про необхідність їх перенесення в повзун, вище за рівень утворення окалини.

Усі клинові регулювальні пристрої, розташовані в столі пресу, мають загальні недоліки:

- ускладнена автоматизація процесу штампування, оскільки у зв'язку з переміщенням нижньої половини штампу відносно станини потрібна переналадка по висоті захоплень засобів автоматизації, для яких станина є настановною базою;

- потрібно великі витрати часу, оскільки для здійснення регулювання необхідно спочатку звільнити кріплення штампу або клинів столу, а після регулювання знову затягнути кріпильні болти;

– технічні параметри і умови роботи нестабільні внаслідок забруднення опорних поверхонь окалиною і технологічним мастильним матеріалом, вживаним при штампуванні.

В результаті цього надійність роботи клинових регулювальних пристроїв і стабільність регулювання в процесі експлуатації знижуються. Для відновлення первинних параметрів необхідно 2 рази в рік, а іноді і щомісячно, робити трудомістке профілактичне розбирання для очищення клинів.

У КГШП нових моделей більшості прессостроительных фірм механізм регулювання закритої висоти перенесений в зону над штамповим простором, де регулювання здійснюється відносним переміщенням повзуна пресу внаслідок розвороту ексцентрикової втулки.

У КГШП конструктивного ряду VEPES фірми «Hasenclever» (Німеччина) механізм регулювання закритої висоти розміщений в нижній голівці шатуна [6], де встановлена ексцентрикова поворотна бронзова втулка, що має зуби, що входять в зачеплення з черв'ячним валом. Тіло нижньої голівки шатуна з одного боку розітнуте по горизонтальній осі і стягнуте шпильками, що сполучають частини шатуна, між якими розташований гідравлічний циліндр. Черв'ячний вал, за допомогою карданної передачі і телескопічного валу, сполучений з мотор-редуктором, встановленим на станині пресу.

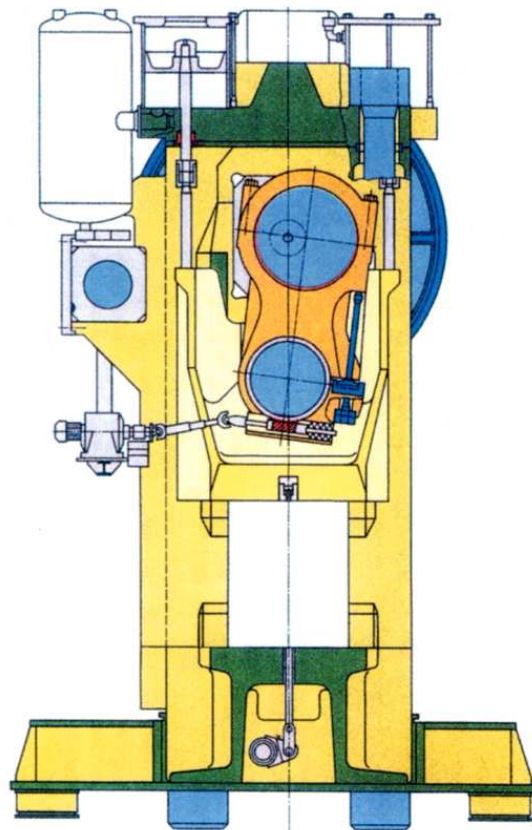


Рисунок 5.9 - Варіант конструктивного виконання КГШП ряду VEPES фірми «Hasenclever»(Німеччина) і механізму регулювання закритої висоти, вбудованого в повзун

Перед початком регулювання в гідравлічний циліндр подається рідина під тиском і здійснюється розблокування ексцентрикової втулки. Після закінчення регулювання тиск скидається, і стяжні шпильки міцно утримують втулку у фіксованому положенні.

До недоліків цієї конструкції можна віднести послаблення шатуна в небезпечному перерізі із-за наявності в тілі шатуна порожнини для розміщення черв'ячного валу і необхідність використання гідроциліндра високого тиску в процесі регулювання закритої висоти. Крім того, що постійно переміщуються при роботі пресу телескопічний вал і карданна передача схильні до інтенсивного зношування.

У пресах конструктивного ряду VER фірми «Hasenclever» (Німеччина) механізм регулювання закритої висоти неможливо розмістити в повзунові, що обумовлено особливостями головного виконавчого механізму. Тому регулювання в цих пресах здійснюється поворотом ексцентрикових букс головного валу, при цьому вал разом з шатуном і повзуном переміщається вгору або вниз відносно станини пресу.

Жорстко закріплені на ексцентрикових буксах важелі, що коливаються, виконані у вигляді зубчастих секторів, сполучені із станиною за допомогою фрикційних елементів. Сила тертя, необхідна для утримання важелів у фіксованому положенні, створюється пакетом тарілчастих пружин. Якщо цей фрикційний зв'язок розімкнений за допомогою гідравліки, то важіль може обертатися двигуном через шестерню і ремінну передачу. На пресах малих сил додатково передбачено ручне регулювання через шестерню і важіль храпового механізму.

Виведення пресу із стану розпору здійснюється зняттям фрикційного зв'язку важеля, що коливається, із станиною, завдяки чому ексцентрикові букси обертаються під дією сили заклинювання. Функціонування пристрою як запобіжника від перевантаження досягається тим, що сила затиску фрикційних елементів встановлюється залежно від відношення довжини важеля до ексцентриситету поворотних букс. Якщо сила штампування перевищує номінальну силу, то важіль долає силу тертя фрикційних елементів і обертається.

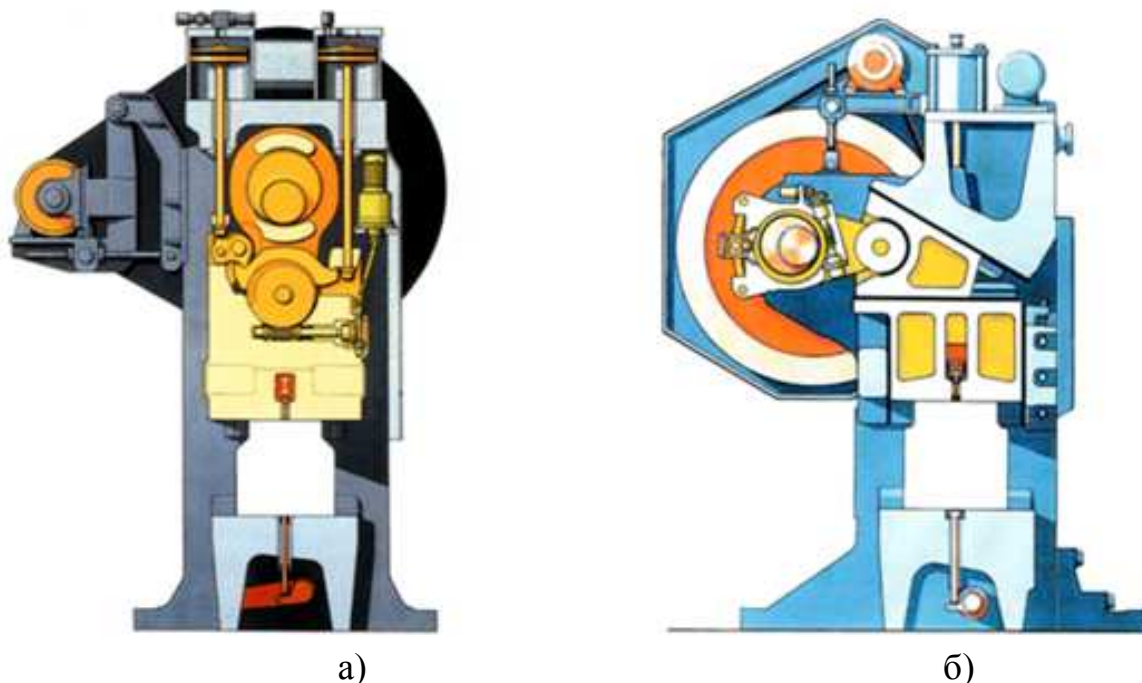
Слід зазначити, що регулювання закритої висоти поворотом ексцентрикових букс головного валу застосовується тільки на пресах без зубчастої передачі і проміжного валу, оскільки при повороті букс міняється міжцентрова відстань передачі.

До недоліків цієї конструкції відноситься технологічна складність установки однакових кутів повороту ексцентрикових букс.

Фірма «Eumiso» (Німеччина) в КГШП конструктивного ряду MP [6] застосовує механізм регулювання закритої висоти, що має шарнірно закріплену в корпусі повзуна затискну скобу, що охоплює ексцентриковий палець, вісь якого встановлена в підшипниках нижньої голівки роздвоєного шатуна (рис.5.10, а).

Палець в центральній частині має зуби, що входять в зачеплення з черв'ячним валом, який через конічну зубчасту і карданну передачі пов'язаний з електродвигуном, встановленим на станині пресу. Затискна скоба фіксує ексцент-

риковий палець в заданому положенні. Затиск скоби здійснюється шарнірно-важільним механізмом, якому передається сила від штока врівноважувача. За допомогою додаткового пневмоцилиндра, встановленого на кришці одного з врівноважувачей, створюється сила затиску.



а) б)
Рисунок 5.10 - Варіант конструктивного виконання КГШП і механізму регулювання закритої висоти фірми «Еутисо» (Німеччина)

У пресах з клиновим виконавчим механізмом фірми «Еутисо» конструктивного ряду КР і АКР закрита висота регулюється шляхом зміни довжини шатуна поворотом ексцентрикової втулки, розташованої у верхній голівці шатуна. На зовнішній поверхні втулки виконані зуби, які входять в зачеплення з черв'ячним валом, приведеним в рух пневмодвигателем або вручну (на пресах малих сил). Втулка фіксується за рахунок заздалегідь напружених шпильок, а звільняється за допомогою гідроциліндра (рис. 5.10, б).

У механізмах регулювання закритої висоти фірми «Kurimoto» (Японія) ексцентрикова втулка розташована в нижній голівці шатуна (рис 5.11), регулювання здійснюється шляхом розвороту ексцентрикового важеля. В якості приводу використовується двигун, закріплений на повзунові. На повзунові також закріплений гідравлічний циліндр фіксації важеля після установки необхідної величини закритої висоти [6].

Відома також конструкція механізму регулювання закритої висоти, вживана фірмою «Kurimoto» в нових КГШП. У цих пресах як розворот, так і фіксація ексцентрикового важеля здійснюються гідравлічним циліндром, закріпленим на повзунові. За заявою фірми, така конструкція дозволяє без зупинки пресу автоматично виконувати точне налаштування величини закритої висоти в процесі штампування.

З середини 70-х років ЗАТ «Воронежтяжмехпресс» почало випуск КГШП нової конструкції. Механізм регулювання закритої висоти у цих пресів розташований в повзунові, і зміна закритої висоти здійснюється за рахунок зміни до-

вжини шатунів при розвороті ексцентрикової втулки, розміщеної в їх нижніх голівках. Поворот втулки здійснюється важільно-гвинтовою парою. Існує два основні варіанти конструктивного виконання важільно-гвинтової пари.

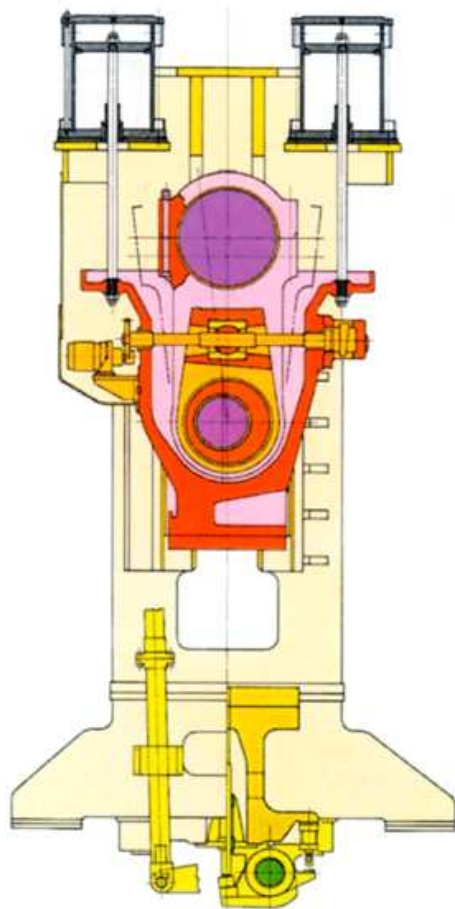


Рисунок 5.11 - Варіант конструктивного виконання КГШП фірми «Kirimoto» і механізму регулювання закритої висоти

На рис. 5.12 показаний варіант вертикального розташування гвинта, при цьому місце з'єднання важеля з гвинтом (гвинтова пара) винесені за межі повзуна. Це значно спрощує обслуговування гвинтової пари в процесі експлуатації і полегшує процес розбирання і зборки цього з'єднання.

На рис. 5.13 показаний варіант горизонтального розташування гвинта, при цьому місце з'єднання важеля з гвинтом (гвинтова пара) знаходиться у середині повзуна. В цьому випадку ускладнений доступ до гвинтової пари і для ремонту з'єднання (наприклад, для заміни гайки) необхідно вивести повзун із станини пресу. Застосування такого конструктивного варіанту обґрунтоване тим, що в цьому випадку на гвинт передається менша сила.

У обох конструкціях приводний пристрій (у тому числі електродвигун), що забезпечує обертання гвинта, нерухомо встановлений на станині пресу. Тут також застосовуються декілька варіантів з'єднання для передачі обертання гвинтовій парі.

У варіанті, приведеному на рис. 5.12, відсутній постійний зв'язок між електродвигуном і гвинтовою парою. В цьому випадку зубчасті елементи на повзуні і станині вводяться в зачеплення тільки в процесі регулювання за допомогою пневмоциліндра. Як показала практика, така конструкція не забезпечує

стабільне з'єднання і передачу обертання гвинтовій парі. Крім того, неможливо здійснювати підрегулювання закритої висоти в процесі роботи пресу.

У варіанті, приведеному на рис. 5.13, існує постійний зв'язок між нерухомо встановленим приводом і гвинтовою парою повзуна, виконана у вигляді карданного з'єднання, що дозволяє здійснювати регулювання штампової висоти без зупинки пресу.

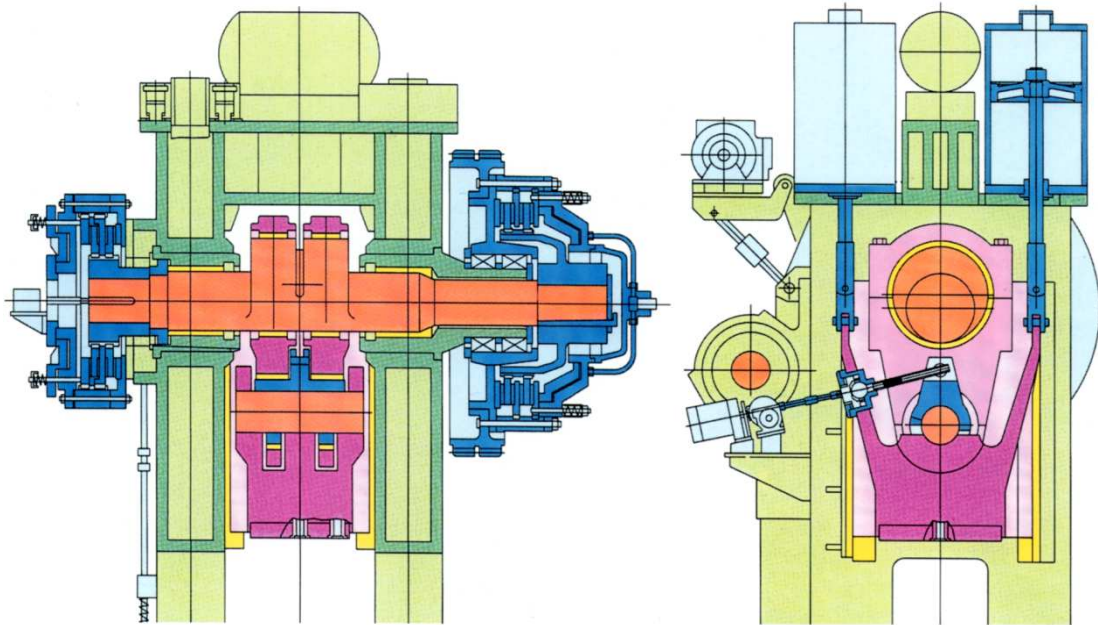


Рисунок 5.12 - Варіант конструктивного виконання КГШП ЗАТ «Воронежтяжмехпресс» і механізму регулювання закритої висоти з вертикальним розташуванням гвинта

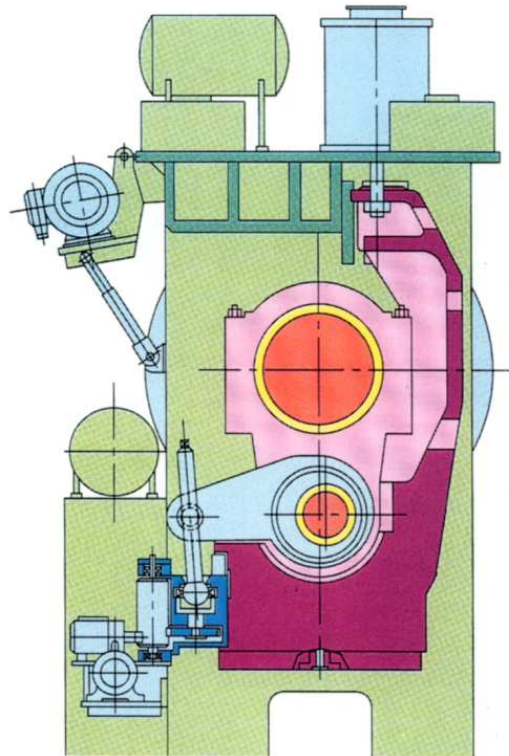


Рисунок 5.13 - Механізм регулювання закритої висоти з горизонтальним розташуванням гвинта (ЗАТ «Воронежтяжмехпресс»)

6 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ГАЛЬМ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

Гальмо повинне поглинати енергію веденої частини муфти після її виключення і утримувати виконавчий механізм разом з частиною приводу в положенні, що відповідає верхньому положенню повзуна. Проходження повзуна повз точку останову або випадкове опускання повзуна через несправність або неправильне регулювання гальма загрожує тяжкими наслідками для обслуговуючого персоналу, тому основна вимога до конструкції гальма — висока надійність.

Гальмування відбувається за рахунок зчеплення фрикційної пари частин приводу, що обертаються, з нерухомими частинами пресу. В якості такої фрикційної пари застосовують або диски, аналогічні дискам фрикційної муфти, — дискове гальмо (рис.6.1), або барабан з фрикційною стрічкою — стрічкове гальмо (рис.6.2).

Необхідно підкреслити, що гальмування повинне здійснюватися енергетично автономним елементом (наприклад, пружиною) з тим, щоб воно відбувалося за будь-яких обставин, незалежно від зовнішніх умов.

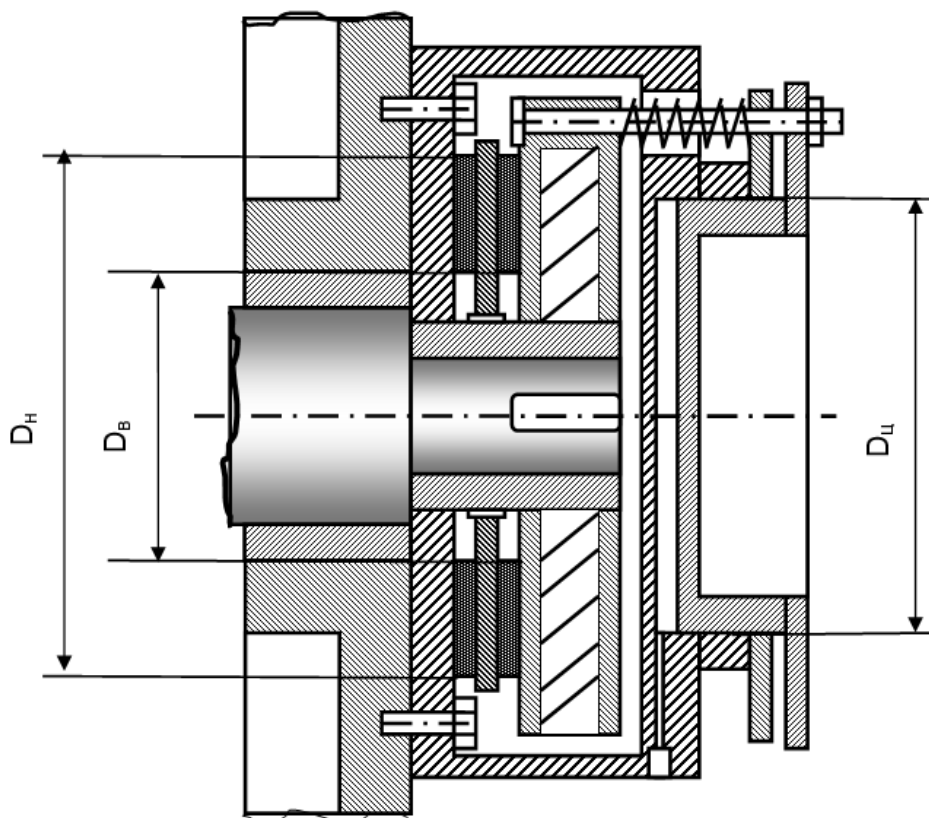


Рисунок 6.1 - Схема однодискового гальма зі вставками

Конструкцію стрічкового гальма, приведенного в дію кулачком, застосовують в парі з жорсткими або фрикційними муфтами, керованими механічно.

Розрахунок гальм будь-якого типу зводиться до визначення гальмівного моменту і вибору силових елементів, що забезпечують отримання такого моменту [7].

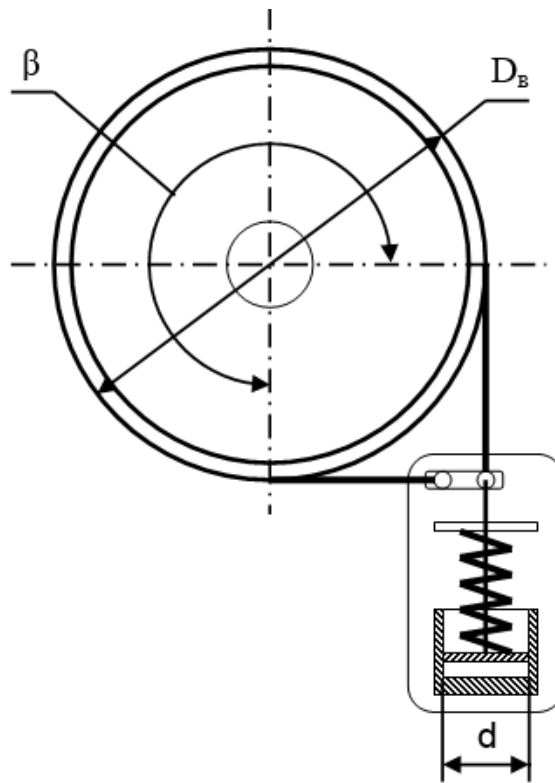


Рисунок 6.2 - Схема стрічкового гальма

Необхідний гальмівний момент визначають по формулі:

$$M_{tor} = \frac{m \cdot v^2 + J \cdot \omega^2}{2 \cdot \varphi \cdot i} \quad (6.1)$$

де i - передавальне число від приймального до головного валу (валу гальма);

φ - кут гальмування $8-12^\circ$, що приймається, для листоштампувальних пресів,

$20-30^\circ$ - для ГKM і швидкохідних автоматів.

$E_v = \frac{m \cdot v^2}{2}$ - кінетична енергія поступальної ходи рухливих частин (повзуна),

де m - маса рухливих частин тих, що рухаються поступально (повзун, верхня частина штампу);

v - швидкість руху повзуна.

J - момент інерції рухливих частин, що обертаються, приведених до валу гальма;

ω - кутова швидкість валу гальма;

$E_\omega = \frac{J \cdot \omega^2}{2}$ - кінетична енергія обертального руху рухливих частин, приведених до валу.

По знайденому гальмівному моменту визначаються геометричні параметри дискового гальма, наприклад зовнішній радіус накладок:

$$R_1 = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot M_{tor} \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot q_t \cdot n_n \cdot f}} + R_2^3, \quad (6.2)$$

де $q_t = 1$ МПа - тиск стискування фрикційних накладок при частоті обертання валу гальма до 180 min^{-1} і $q_t = 0,4$ при частоті понад 180 min^{-1} ;

n - число поверхонь тертя;

R - внутрішній радіус накладок (приймається конструктивно).

Потім визначається зусилля пружин, а відповідно, зусилля пневмоциліндра, що розгальмовує :

$$F_{nak} = \pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) \quad , \quad (6.3)$$

$$P_{pr} = q_t \cdot F_{nak} \quad (6.4)$$

Визначається діаметр пневмоциліндра, що розгальмовує :

$$D_z = \sqrt{\frac{P_{pr} \cdot 4}{\pi \cdot p_z}} \quad , \quad (6.5)$$

де p_z - тиск повітря в магістралі.

Гальма необхідно перевіряти по показнику зносу :

$$K_u = \frac{k_z \cdot E_v}{F_{nak}} \cdot n \cdot k_{vk} \quad (6.6)$$

$k_{vk} = 0.5$ – коефіцієнт числа включень;

k_z - коефіцієнт запасу.

Отримане значення має бути менше значення, що допускається, рівного 0,5.

Розрахунок барабанного гальма зводиться до визначення зусилля натягнення збігаючої гілки стрічки виходячи з необхідного гальмівного моменту і прийнятих геометричних параметрів.

Зусилля натягнення стрічки визначається:

$$P_{sb} = \frac{M_{tor}}{D \cdot B \cdot (e^{f \cdot \beta} - 1) \cdot \beta_t \cdot 10^{-6}} \quad , \quad (6.7)$$

$D = 5 \cdot d_o$ – діаметр барабана; $B = 1.5 \cdot d_o$ – ширина барабана; $\beta = 270 \cdot \frac{\pi}{180}$ – кут охоплення барабана; $f = 0.3$ – коефіцієнт тертя в стрічці-барабані.

По отриманому зусиллю визначають діаметр пневмоциліндра, що розгальмовує :

$$d_z = \sqrt{\frac{P_{sb} \cdot 4}{\pi \cdot p_z}} \quad (6.8)$$

Для вибору конструктивних елементів кріплення гальмівної стрічки визначають зусилля на набігаючій гілці:

$$S_{nab} = P_{sb} \cdot e^{f \cdot \beta} \quad (6.9)$$

7 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК МУФТ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

Муфти в пресах служать для передачі моменту, що крутить, від крутного або приводного валу на головний кривошипний вал. У пресах застосовують конструкції зчіпних муфт, що характеризуються досить великим передаваним моментом (зазвичай одиниці і десятки МНм) і великим числом включень. Муфти в пресах завжди мають значні габаритні розміри, їх конструкції повинні забезпечувати високу надійність, зносостійкість і зручність для ремонту.

Муфти класифікуються в основному по конструкції - на жорсткі (рис.7.1) і фрикційні (рис.7.2). У сучасному прессостроєнні, з жорстких муфт використовують в основному муфти з поворотною шпонкою, які знайшли широке поширення в пресах зусиллям до 160 кН при великому числі ходів (коли малогабаритні фрикційні муфти працюють ненадійно). Муфта з поворотною шпонкою, що встановлюється на колінчастому валу, представлена на рис.7.1.

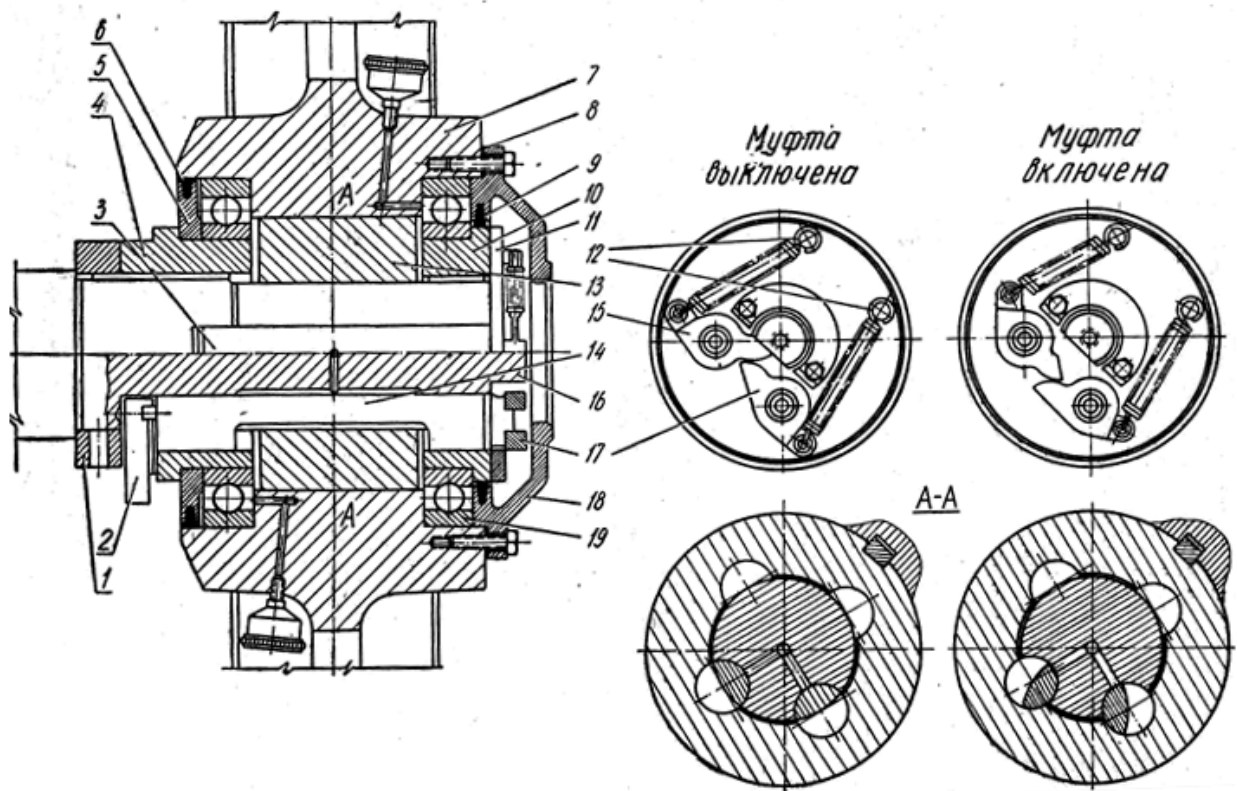


Рисунок 7.1 - Конструкція жорсткої муфти з поворотною шпонкою

Розрахунок муфти роблять з умови того, що зм'яло поверхні лиски, передавальний момент на колінчастий вал (рекомендується виготовляти шпонку із сталі 40 ХН або У 8). Для перевірки величини моменту (M в Нм), що крутить, передачею муфтою використовують наступне напівемпіричне співвідношення:

$$M = 0,2d^3, \quad (7.1)$$

де d - діаметр шпонки в мм.

Фрикційні муфти бувають дисковими, конусними і циліндричними. У кривошипних пресах найбільше поширення отримали дискові фрикційні муфти.

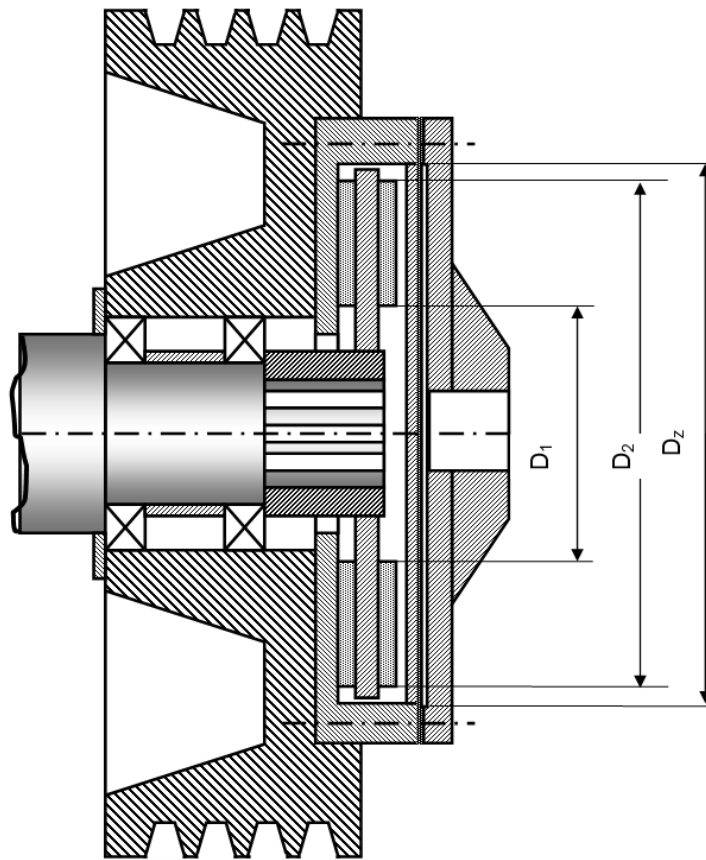


Рисунок 7.2 - Схема однодискової фрикційної муфти

Розрахунок фрикційних муфт роблять на передаваний момент, що крутить, питоме зусилля на поверхнях, що труться, і величину показника зносу при заданій частоті включень.

Початковим для розрахунку є максимальний момент, діючий на колінчастому валу і приведений до валу муфти :

$$M_{kr} = P \cdot m_k, \quad (7.2)$$

де P - номінальне зусилля пресу (зусилля на повзунові);

m^k - максимальне приведенне плече(у розрахунках приблизно можна прийняти R - радіус кривошипа).

Момент, що передається муфтою з накладками можна визначити по формулі:

$$M_{kr} = \frac{2 \cdot \pi \cdot q_t \cdot f \cdot m \cdot (R_1^3 - R_2^3)}{3}; \quad (7.3)$$

$q_t = 0.4 \text{ Па}$ – тиск стискування фрикційних накладок

$n_n = 2$ – число поверхонь тертя;

$R_2 = 1.5 \cdot r_o$ – внутрішній радіус накладок;

R_1 – зовнішній радіус накладок.

При проектуванні зручно задатися внутрішнім діаметром накладок і визначити зовнішній радіус:

$$R_1 = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot M_{kr} \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot q_t \cdot n_n \cdot f}} + R_2^3. \quad (7.4)$$

Для визначення діаметру пневмоциліндра розраховують зусилля стиску-ючого пневмоциліндра:

$$F_{nak} = \pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) \quad (7.5)$$

$$P_{pr} = q_t \cdot F_{nak} \quad (7.6)$$

$p_z = 0.6 \text{ МПа}$ – тиск повітря.

$$D_z = \sqrt{\frac{P_{pr} \cdot 4}{\pi \cdot p_z}}. \quad (7.7)$$

Муфта перевіряється по показнику зносу:

$$K_u = \frac{k_z \cdot E_v}{F_{nak}} \cdot n \cdot k_{vk}, \quad (7.10)$$

де $k_{vk} = 0,5$ - коефіцієнт числа включень;

$k_z = 1,2$ - коефіцієнт запасу.

Найчастіше в пресах великої потужності, з метою зручності установки, компактності вузлів, муфту і гальмо виконують в одному блоці. Зокрема, муфта-гальмо листоштампувального пресу, жорстко багатодискова, що блокується, фрикційна з пневматичним включенням (рис. 7.3), складається з ведучої, веденої і гальмівної частин. У провідну частину входять крутень І, провідні диски 2 з фрикційними накладками 3, у ведену - маточина 4 з нерухомо приєднаним поршнем 5, циліндр 6, що переміщається уздовж осі, опорні диски 7 муфт і гальма, закріплених на маточині 4 і поршні 5, нажимной диск 8 гальм, жорстко встановлений на циліндрі 6, і проміжний диск 9 на шліцах маточини 4. Гальмівна частина складається з гальмівного диска 10 з фрикційними накладками, розташованого на пальцях 11, закріплених на станині 12. Провідні диски 2 закріп-

лені на пальцях 13 крутня І, що обертається на підшипниках 14 відносно нерухомого ексцентрикового валу 15. Диск гальма 10 затиснутий пружинами 16.

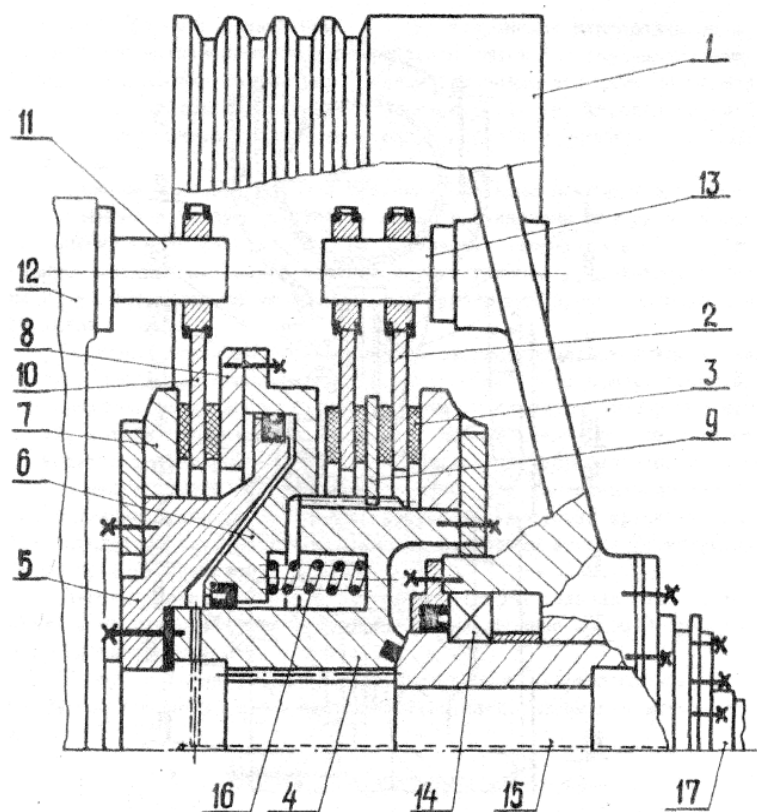


Рисунок 7.3 - Конструктивне виконання багатодискової фрикційної муфти – гальма

Робота муфти - гальма відбувається таким чином: стисле повітря через воздухопроводящую голівку 17 і отвір в ексцентриковому валу 15 поступає в пневмоциліндр 5, 6, переміщаючи циліндр 6 уздовж вісі ексцентрикового валу у бік муфти і стискаючи провідні диски 2 з проміжним 9 і опорним 7 дисками. Відбувається передача моменту, що крутить, через маточину 4 на ексцентриковий вал 15. У момент гальмування валу стисле повітря випускається з пневмоциліндра в атмосферу через воздухопроводящую голівку, сполучний рукав і триходовий клапан. При цьому циліндр 6 під впливом пружин 16 повертається у бік гальма і стискує гальмівний диск 10, що сидить на пальцях 11, пов'язаних із станиною 12. Відбувається гальмування рухливих частин пресу.

Муфта включення і ведені частини гальма на КГШП великих зусиль монтуються на тихохідному ексцентриковому валу приводу, чим досягається подовження міжремонтного терміну їх служби (оскільки при цьому фрикційні пари змикаються при менших відносних швидкостях і питомих зусиллях).

На КГШП застосовують односторонню і двосторонню передачі енергії від двигуна ексцентриковому валу. Відповідно застосовують один або два комплекти муфт-гальм. При односторонній передачі енергії гальмо може бути стрічковим або дисковим; при двосторонній - стрічковим або колодкою [8].

8 РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОДВИГУНА І КРУТНЯ КРИВОШИПНОГО ПРЕСУ

Переважає більшість кривошипних пресів обладналися крутневим приводом з асинхронним трифазним електродвигуном з короткозамкнутим ротором. Це пояснюється простотою конструкції, надійністю, дешевизною. Застосування крутня дозволяє понизити потужність електродвигуна за рахунок віддачі накопиченої енергії у стадії робочого ходу. У інженерній практиці застосовують спрощені розрахунки, що дозволяють з достатньою точністю вибрати необхідний електродвигун і крутень.

Середня розрахункова потужність електродвигуна:

$$N_e = \frac{k_N \cdot (A_d + A_{tr} + A_{ud})}{1000 \cdot T_z}, \quad (8.1)$$

де $k_N = 1,2$ – коефіцієнт запасу потужності;

A_d – робота, що витрачається на деформацію поковки;

A_{tr} – робота, що витрачається на тертя у вузлах пресу;

A_{ud} – робота, що витрачається на пружну деформацію станини і вузлів пресу.

$$N_e = \frac{60}{n \cdot p} - \text{час робочого циклу}$$

де $p = 0.5$ - коефіцієнт використання числа ходів;

n - число ходів пресу.

Компонентами A_{tr} , A_{ud} можна нехтувати, внаслідок незначних величин, в порівнянні з роботою деформації поковки.

Для визначення роботи деформації заготівлі необхідно знати графіки робочих навантажень, наприклад, для операцій витягу, вирубування, гнучкі і інших операцій.

Вважається найбільш енергоємною операцією витяг, для якого приведений на рис.8.1 графік навантаження на повзунові залежно від ходу.

У загальному випадку робота деформації рівна:

$$A_d = \int_{s1}^{s2} P ds \quad (8.2)$$

Таким чином, роботу можна визначити, розрахувавши площу обмеженого графіком навантаження.

Робота визначається чисельним методом, якщо відомі силові характеристики процесу.

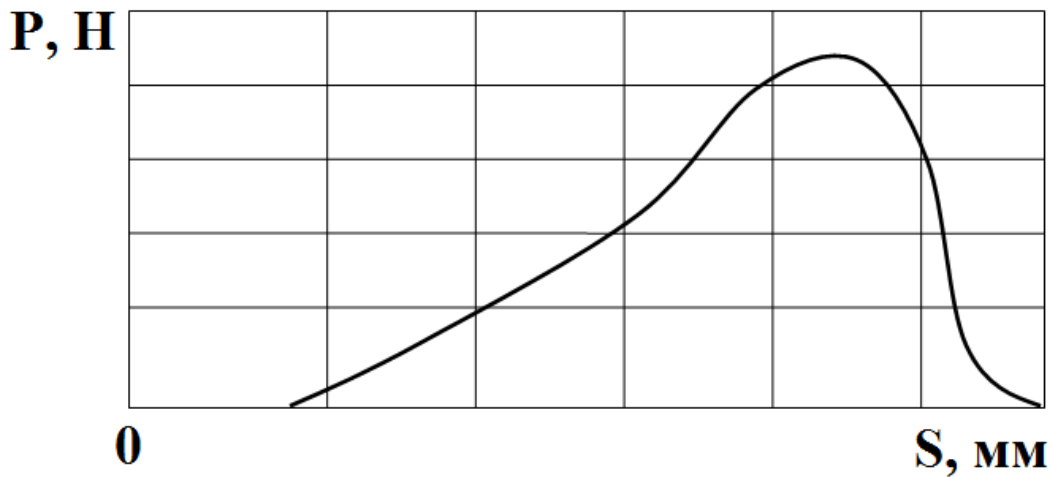


Рисунок. 8.1.- Типовий графік робочих навантажень
для операції витягу

Якщо невідомі силові параметри процесу, то можна для розрахунків використовувати наближені залежності, наприклад, для операції витягу можна умовно прийняти

$$A_d = 0,5 \cdot P \cdot H \cdot 0,15 \cdot 10^3 \quad (8.3)$$

Тоді потужність двигуна буде

$$N_e = \frac{k_n \cdot A_d}{1000 \cdot T_z} \quad (8.4)$$

Для остаточного вибору електродвигуна визначається швидкість обертання ротора

$$V_{ya} = n \cdot i \cdot i_{kl}, \quad (8.5)$$

де $i = 1$ – передавальне число зубчастої передачі;
 $i_{kl} = 5$ – передавальне число клиноременної передачі.

Визначення геометричних параметрів крутня

Внаслідок того, що в кривошипних пресах навантаження зростає у кінці робочого ходу, доцільне застосування крутня, частина енергії якого віддається при робочому ході і знову поповнюється на частині циклу, що залишилася. В результаті має місце вирівнювання навантаження на двигун, що дозволяє зменшити настановну потужність і підвищити ефективність використання двигуна. У точних методах розрахунку особлива увага приділяється вибору найбільш

вигідного співвідношення між потужністю електродвигуна і моментом інерції крутневих мас. Проте витримати на практиці цей принцип складно, оскільки крутень повинен вписатися в машину, крім того гранична швидкість крутня обмежена. У інженерній практиці застосовують спрощені розрахунки [7,8].

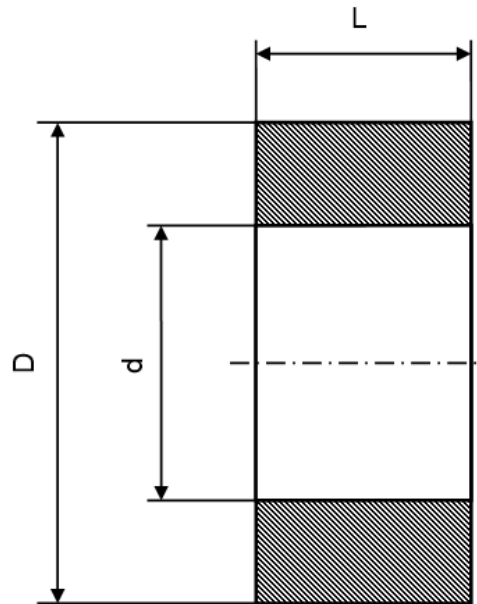


Рисунок 8.2. - Схема крутня

Момент інерції крутня, що має геометрію кільця, визначають по формулі

$$J_{\max} = \frac{\pi \cdot (R_{\max}^4 - r_{\max}^4) \cdot L \cdot \rho}{2}, \quad (8.6)$$

де $R_{\max}$, $r_{\max}$ – розміри крутня, що конструктивно приймаються, — зовнішній і внутрішній радиуси

$\rho = 7800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – щільність матеріалу крутня.

Необхідний момент інерції крутня визначають по формулі:

$$J_{\max} = k_f \cdot \frac{A_d}{\omega^2 \cdot \delta} \quad (8.7)$$

де $k_f = 0.7$ - коефіцієнт надмірної роботи або доля роботи виконуваної крутнем (для універсальних листоштампувальних пресів);

$\delta = 0.25$ - коефіцієнт нерівномірності обертання крутня, приймається для універсальних листоштампувальних пресів

$\omega = \pi \cdot \frac{n}{30}$ - кутова швидкість обертання крутня.

Крутень необхідно перевірити на розгону при першому включенні:

$$t = 1.2 \cdot J_{\max} \frac{n^2}{10^4 \cdot N_e} \quad (8.8)$$

Граничний час не повинен перевищувати 20 сек, якщо перевищує, то необхідно збільшити потужність електродвигуна.

Для розрахунку зовнішнього радіусу використовують формулу:

$$R_{\max} = \sqrt[4]{r_{\max}^4 + \frac{2 \cdot J_{\max}}{L \cdot \rho \cdot \pi}}. \quad (8.9)$$

При цьому необхідно задатися внутрішнім радіусом і завтовшки крутня. Умовно можна прийняти

$$r_{\max} = 0.4 \cdot \sqrt{P+0.02} \quad L = 0.5 \cdot r_{\max} \quad (8.10)$$

Після визначення геометричних параметрів, крутень перевіряють на граничну окружну швидкість крутня

$$v_m = \omega \cdot R_{\max} \quad (8.11)$$

Ця величина має бути менше 25 м/с для чавунних і менше 40 м/с для сталевих крутнів.

9 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ЗАПОБІЖНИХ ОБЛАШТУВАНЬ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

Ковальсько-штампувальні машини в експлуатації часто піддаються перевантаженням, які можуть бути одиничними або систематичними. У кривошипних пресах одиничні перевантаження виникають часто в результаті недбалого регулювання висоти штампового простору, попадання в штамп здвоєних заготовель, штампування переохолодженої деталі (якщо ведеться з нагрівом), попадання в штамп або механізми пресу сторонніх предметів. Систематичні перевантаження, незначні за величиною, можуть виникати при штампуванні деталей на граничному для цього пресу зусиллі і коливань механічних властивостей матеріалу, що поступає на штампування, систематичного недогрівання заготовель, роботи на затупленому інструменті т. п.

Як одиничні перевантаження, так і систематичні можуть викликати поломки відповідальних деталей машин. Від одиничних перевантажень виходять з ладу колінчасті вали, зубчасті колеса, шатуни, рідше приводні вали, а іноді і великі корпусні деталі, такі як траверси, столи, стійки. Від систематичних перевантажень частіше виходять з ладу деталі з неправильно вибраними розмірами або невдалим конструктивним оформленням. До таких деталей відносяться колінчасті вали, шатуни, стяжні шпильки станин та ін [8,9].

Запобіжні пристрої, або, як їх просто називають, запобіжники, підрозділяються на дві великі групи: втручання робітника, що самовідновлюються, не вимагаючи, після спрацьовування запобіжника, і несамовосстановлювані. Останні, у свою чергу, можна розділити на дві підгрупи: що руйнуються і вимагають для відновлення роботи заміни запобіжника, що зламався, і нерозрушаючися. Запобіжники по виду навантажень, від яких вони оберігають машину, підрозділяють на запобіжники по зусиллю на повзунові(рис.9.1). і запобіжники по моменту(рис.9.2, 9.3).

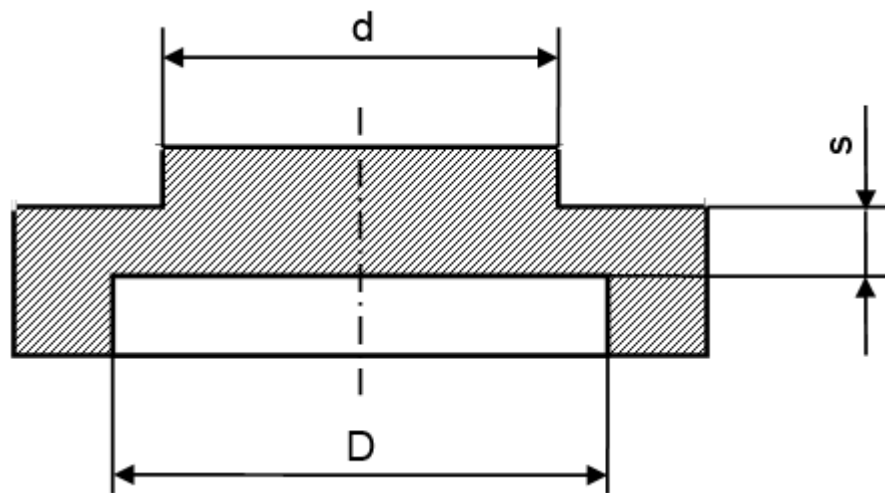


Рисунок 9.1 - Схема запобіжного облаштування тарілчастого типу

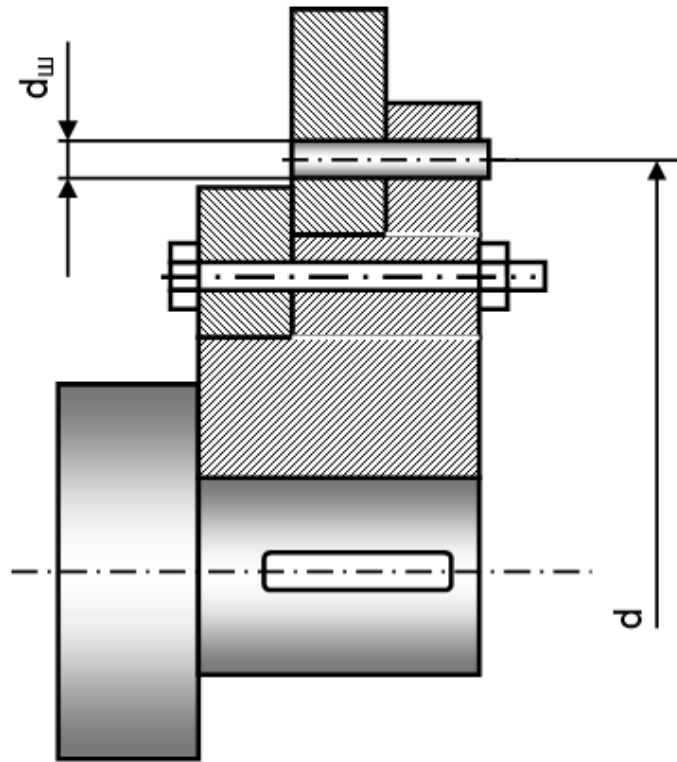


Рисунок 9.2 - Схема запобіжного пристрою із зрізаними штифтами (несамовстановлююча)

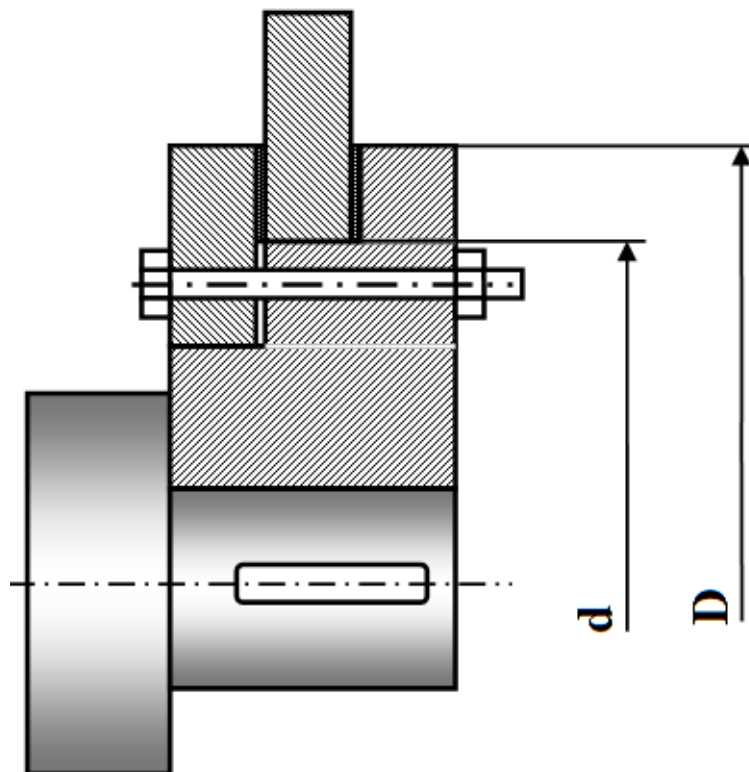


Рисунок 9.3 - Схема запобіжного облаштування фрикційного типу (встановлююча)

1. Розрахунок запобіжника тарілчастого типу встановлюваного під шатун ведуть з умови забезпечення працездатності пресу при номінальному зусиллі з коефіцієнтом запасу 10 %.

Тоді напруга зрізу буде:

$$\sigma_s = \frac{1.1 \cdot P \cdot 2}{\pi \cdot s \cdot (D + d)} \quad (8.12)$$

s - товщина зрізуваного тіла (дна);

D, d - геометричні параметри запобіжника.

У розрахунках задаються деякими параметрами, наприклад діаметрами і розраховують товщину зрізуваного тіла:

$$d = 200 \cdot \sqrt{P + 0.02}, \quad (8.13)$$

де $D = 1.1d$;

$\sigma_s = 250 \text{ МПа}$ – напруга зрізу матеріалу, що допускається, Сталь 35.

$$s = \frac{1.1 \cdot P \cdot 2}{\pi \cdot \sigma_s \cdot (D + d)} \quad (8.14)$$

2. Розрахунок запобіжної муфти (що ламається).

Необхідний момент, що крутить, на валу:

$$M_{kr} = P \cdot R, \quad (8.15)$$

чи

$$M_{kr} = P \cdot \frac{H}{2}. \quad (8.16)$$

Момент, що крутить, передаваний жорсткою муфтою:

$$M_{kr} = \sigma_s \cdot \pi \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{d_{st}^2}{4} \cdot n, \quad (8.17)$$

n - число зрізованих штифтів;

d_{st} - діаметр штифта;

$\sigma_s = 200 \text{ МПа}$ – напруга зрізу матеріалу, що допускається, Сталь 30;

$D = 1.5 \cdot d$ - діаметр розташування штифтів.

Прирівнявши дві формули моменту, що крутить, можна визначити мінімальний діаметр штифтів:

$$d_{st} = \sqrt{\frac{P \cdot H \cdot 4}{\sigma_s \cdot \pi \cdot D \cdot n}} \quad (8.18)$$

3. Розрахунок запобіжної фрикційної муфти.

Момент, що крутить, передаваний фрикційною муфтою:

$$M_{kr} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot f \cdot q \cdot \left(\frac{D^3}{2^3} - \frac{d^3}{2^3} \right) \cdot m \quad (8.19)$$

$D_n = 2,5 \cdot d$ - геометричні параметри;

$d_n = 1,5 \cdot d$;

$m = 2$ - число поверхонь тертя;

$f = 0,3$ - коефіцієнт тертя;

q - тиск стискування фрикційних поверхонь.

$$q = \frac{P \cdot H \cdot 3 \cdot 2}{\pi \cdot f \cdot m \cdot (D_n^3 + d_n^3)} \quad (8.20)$$

Зусилля затягування болтів, що стискають накладки запобіжника:

$$Q = q \cdot \pi \cdot \frac{(D^2 - d^2)}{4} \quad (8.21)$$

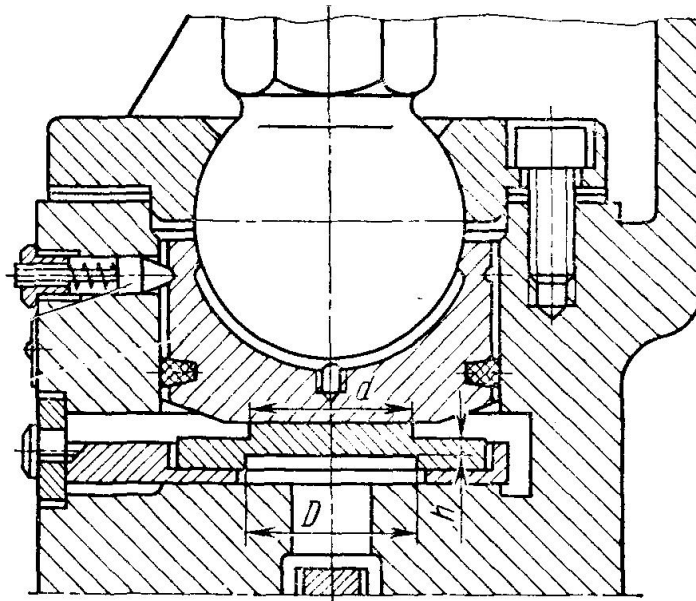
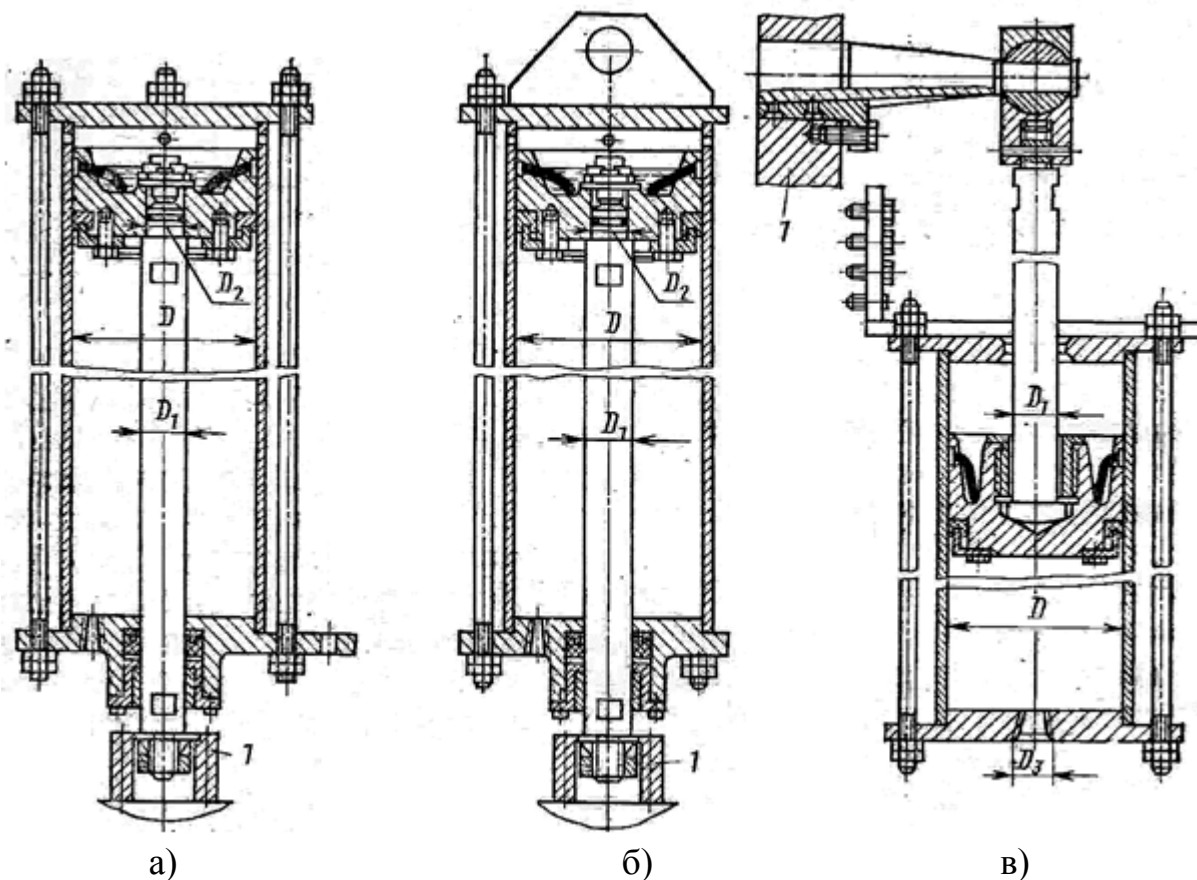


Рисунок 9.4 - Конструктивне виконання установки тарілкового запобіжника в повзунові

10 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ВРІВНОВАЖИВАЧЕЙ

Врівноважувачі застосовують для запобігання опусканню повзуна пресу у разі несправності гальма, а також для плавнішої роботи приводу і зниження енерговитрат на холостий хід повзуна. Наявність врівноважувачей забезпечує постійну односторонню вибірку проміжків між повзуном і що направляють, що призводить до більше рівномірного ходу повзуна.

По конструктивному виконанню пневматичні врівноважувачі розділяють на дві групи: в першій групі циліндри пов'язані із станиною, а штоки поршнів з повзуном пресу (рис. 10.1), в другій циліндри встановлені на фундаменті, а штоки служать опорами рухливих колон (з нижнім приводом) [9].



*а - з нижнім кріпленням до станини; б - з кріпленням на сережці;
в - з кріпленням на кронштейні*

Рисунок 10.1 - Приклади конструктивного виконання врівноважувачей

Типова схема приєднання тяги врівноважувача до повзуна обов'язково передбачає наявність кульових шарнірів. Тиск в циліндрах міняють залежно від маси штампів з допомога пневмосистеми.

Методика розрахунку врівноважувача полягає в наступному.

Спочатку розраховують складову від інерційних зусиль, які діють на повзун :

$$G_i = G_n \cdot n^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) / 895, \quad (10.1)$$

де G_n - вага повзуна пресу з рухливими частинами, шатуном, колінчастим валом і верхнім штампом, $G_n=1500$ Н;

n - число ходів пресу в хвилину;

R - радіус кривошипа, $R=H/2$;

λ - відносна довжина шатуна.

Діаметр циліндра врівноважувача розраховують за формулою:

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{1,5 \cdot G_p / (i \cdot p) + d_{\text{шт}}^2}, \quad (10.2)$$

де i - число циліндрів врівноважувача;

p - розрахунковий тиск в ресівері циліндрів, $p=0,35$ Мпа;

$d_{\text{шт}}$ - діаметр штока.

$$G_p = G_i + G_n \quad (10.3)$$

Пружинні врівноважувачі застосовують рідко (у ножицях, кривошипно-колінних пресах карбувань). Сумарне зусилля пружин визначають по формулі

$$mP_{\text{пр}} = 1,2G_p$$

де m - число пружин;

$P_{\text{пр}}$ - зусилля однієї пружини.

11 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК СТАНИН КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

Станина кривошипного пресу є замикаючою ланкою, що сприймає сили і моменти, які виникають під час виконання технологічної операції. Вона служить базою для установки зв'язку усіх функціональних механізмів пресу. Конструкція станини визначається комплексом вимог, основні з яких наступні: забезпечення точності штампування при заданих розмірах штампового простору; простота конструкції і зручність обслуговування, компактність конструкції усіх вузлів станини; виконання умов по оформленню пресу з точки зору ергономіки і технічної естетики.

По конструктивному виконанню станини діляться за декількома ознаками. Найбільш загальною з них є міра доступу до станини. За цією ознакою станини бувають відкритими (доступ з трьох сторін) і закритими (доступ з двох сторін).

При проектуванні розміри станини визначаються не розрахунком, а конструктивними міркуваннями. Спроекована станина повинна мати достатній запас міцності і забезпечувати необхідну жорсткість. Це дає можливість визначити напругу вигину і зрізу в найбільш навантажених елементах станини, а також вчислити пружні деформації і порівняти їх з приведеними в рекомендаціях.

Станини виготовляють литими, зварними або зварно-литими з використанням кованих елементів. Останній тип станин найбільш універсальний: завдяки відносно невеликим витратам на виготовлення такі вироби найбільш ефективні при одиничному виробництві [8,9].

Розглянемо найбільш поширені типи станин пресів (рис. 11.1).

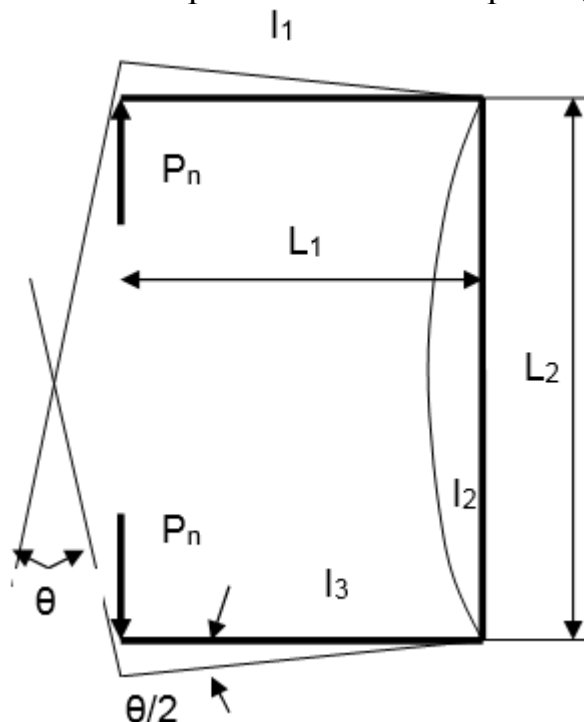


Рисунок 11.1 - Розрахункова схема станин ОКОВ

Розрахунок станин відкритих пресів

У відкритому виконанні виготовляють преси малої і середньої потужності з номінальним зусиллям до 2,5 МН.

Станини відкритого пресу виготовляють, найчастіше, литими з чавуну марки СЧ24-44 або СЧ28-48. Напруга, що допускається, на розтягування не повинна перевищувати 12,14 МПа, на стискування 24,28 МПа. З метою підвищення технологічності і жорсткості пресу станини виготовляють із сталевого литва, сталь марки 35Л або зварними із сталевого прокату (сталь Ст3).

Розрахунок відкритих станин робиться за розрахунковою схемою (рис. 11.1). На схемі координатою y позначена відстань від лінії дії результуючої сили деформації R_n до лінії центрів тяжіння перерізів стійок станини.

Максимальна розтягуюча напруга в перерізі П-П буде рівна

$$\sigma_p = M/W_p + P_n/F, \quad (11.1)$$

де M - момент, що вигинає;

W_p - момент опору перерізу П-П при визначенні максимальної розтягуючої напруги

$$W_p = J/(y - a), \quad (11.2)$$

J - момент інерції перерізу П-П;

$(y - a)$ - відстань від центру тяжіння перерізу до найбільш видалених розтягнутих волокон в площині креслення

Максимальна стискуюча напруга

$$\sigma_{сж} = P_n/F - M/W_c, \quad (11.3)$$

де W_c - момент опору перерізу для максимальної стискуючої напруги

$$W_c = J/(H + a + y), \quad (11.4)$$

$(H+a+y)$ - відстань від центру тяжіння перерізу П-П до максимально видалених стислих волокон в площині креслення.

Станини відкритих пресів схильні до позацентрового розтягування, що веде до втрати паралельності опорних поверхонь повзуна і столу. Для зменшення цього перекосу на деяких конструкціях станин встановлюють стяжні шпильки, проте таке удосконалення усуває ті зручності обслуговування, які дає відкрита станина пресу.

Розрахунок Станини закритих пресів

Станини закритих пресів бувають суцільнолитими, суцільнозварними або складеними (із стяжними шпильками) (рис. 11.2).

Цілісну станину розраховують як замкнуту статистично невизначену раму, що складається із стержнів з постійними розмірами по довжині ділянок рами.

Розрахунок роз'ємних (складених) станин зводиться до розрахунку стяжних шпильок і перевірки напруги затягування в стійках і визначення умов затягування стяжних шпильок.

Розрахунок розпочинається з визначення діаметру стяжної шпильки в проточці. А.Н.Банкетов(1, с.105) пропонує наступні емпіричні залежності для пресів з чотирма стяжними шпильками:

- одинкривошипних пресів

$$d_2 = 0,21\sqrt{P_H}, \quad (11.5)$$

- двохкривошипних і чотирьохкривошипних пресів і листоштампувальних автоматів

$$d_2 = 0,24\sqrt{P_H}, \quad (11.6)$$

- пресів карбувань

$$d_2 = 0,19\sqrt{P_H}. \quad (11.7)$$

(P_H в кН; d в см).

Потім визначають зусилля затягування

$$P_3 = \varphi P_H, \quad (11.8)$$

де φ - коефіцієнт затягування (призначається залежно від типу пресу)

- карбування кривошипно-колінні, $\varphi = 1,07$;
- витяжні усіх типів, $\varphi = 1,2$;
- листоштампувальні одинкривошипні і горячештамповочные, $\varphi = 1,3$;
- Листоштампувальні двохкривошипні і багатопозиційні, $\varphi = 1,4$.

Максимальна стискаюча напруга, що виникає в стійках при затягуванні, порнює з допустимою

$$\sigma_{\max} = P_3 / (2F_{cm.\min}) \leq [\sigma], \quad (11.9)$$

де $F_{ст. \min}$ - мінімальна площа перерізу стійки по висоті (рис. 11.2 а).

Шлях, пройдений гайкою при затягуванні, має дорівнювати сумі деформацій розтягування шпильок і стискування станини

$$\frac{\alpha_3}{2\pi} S = \lambda_{ш} + \lambda_{с.п.}, \quad (11.10)$$

де α_3 - кут повороту гайки, рад;

S - хід різьблення дорівнює переміщенню гайки уздовж осі при її повороті на кут 2π (один оборот);

$\lambda_{ш}$ - подовження шпильки під дією зусилля затягування P_3 ;

$\lambda_{с.п.}$ - абсолютна деформація стискування станини.

Кут повороту гайки при затягуванні в град. буде рівний:

$$\alpha_3 = 360^\circ (\lambda_{ш} + \lambda_{с.п.}) / S. \quad (11.11)$$

Подовження шпильки при затягуванні

$$\lambda_{ш} = \frac{P_3 l_{mp}}{i F_{ш.пр} E_{ш}}, \quad (11.12)$$

де l_{mp} - розрахункова довжина шпильки (11.2 б);

i - число шпильок;

$E_{ш}$ -- модуль пружності матеріалу шпильки;

$F_{ш.пр}$ - розрахункова приведена площа перерізу шпильки

$$F_{ш.пр} = F_1 \frac{l_{mp}}{l_1 + 2l_2 F_1 / F_2 + 2l_3 F_1 / F_3}, \quad (11.13)$$

$F_{с.пр}$ - середня приведена площа перерізу стійки визначається як

де F_1, F_2, F_3 - площа перерізу шпильки на ділянках l_1, l_2, l_3 .

Абсолютна деформація станини при затягуванні шпильок

$$\lambda_{с.п.} = \lambda_c + \lambda_{тр} + \lambda_{ст}, \quad (11.14)$$

де $\lambda_3, \lambda_{тр}, \lambda_{ст}$ - абсолютні деформації стійок, траверси і столу.

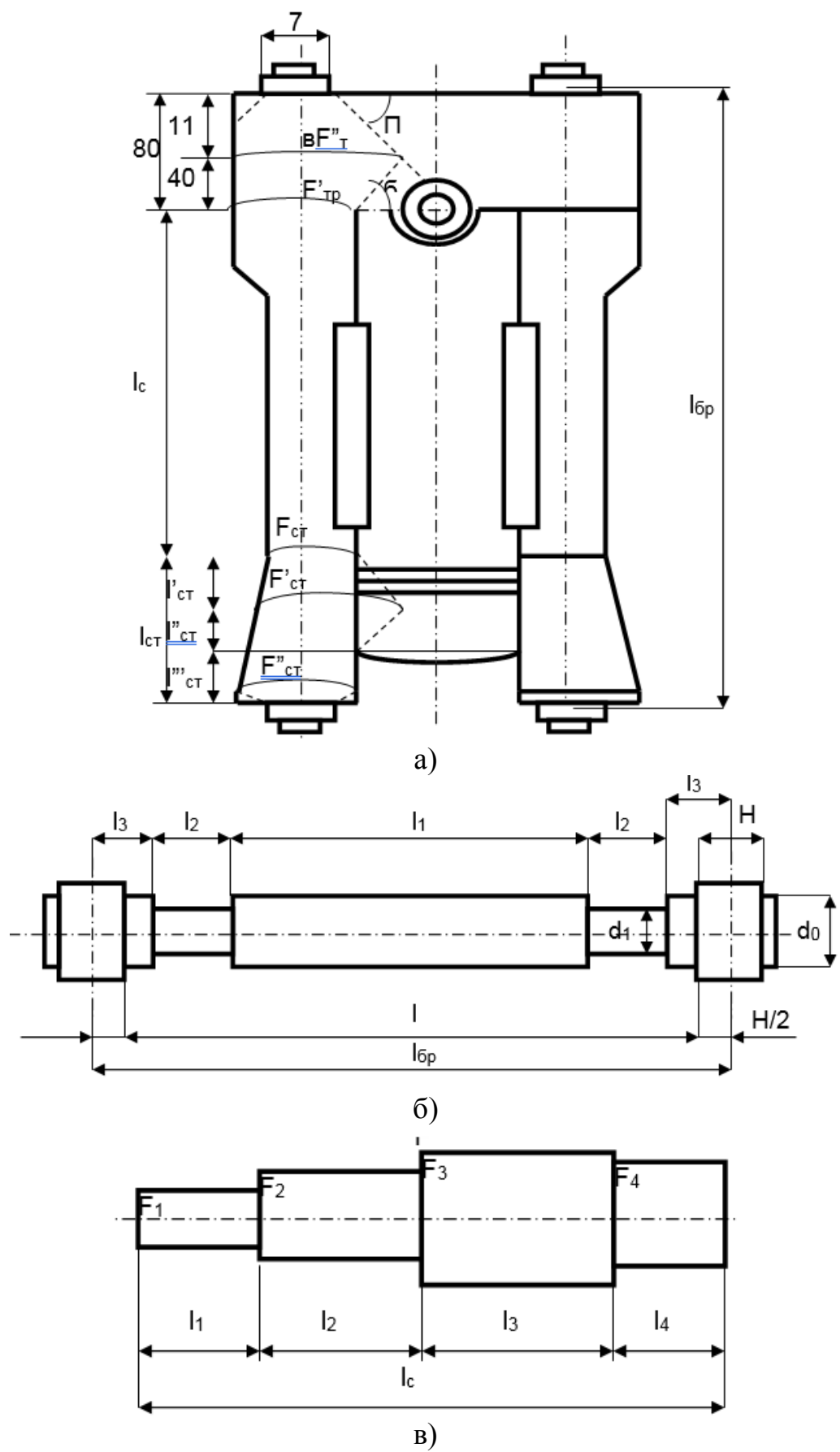


Рисунок 11.2 - Станина однокривошипного закрытого пресу

Абсолютна деформація стійок рівна

$$\lambda_c = P_3 l_c / (2 F_{c.np} E_c), \quad (11.15)$$

де l_c - довжина стійки, рис 11.2, а, б;

E_c - модуль пружності матеріалу стійки;

$$F_{c.np} = F_1 \frac{l_c}{l_1 + l_2 F_1 / F_2 + \dots + l_n F_1 / F_n}, \quad (11.16)$$

де $F_1 = F_{ст.мин}$ визначається по залежності (11.9);

$l_1, F_1, l_2, F_2, l_n, F_n$ - довжини ділянок стійки і площі поперечних перерізів, що відповідають їм.

Укорочення траверси при затягуванні шпильок

$$\lambda_{mp} = \frac{P_3 l_{mp}}{2 F_{mp.np} E_{mp}}, \quad (11.17)$$

де $l_{тр}$ - висота траверси (рис. 11.2, а);

$E_{тр}$ - модуль пружності матеріалу траверси;

$E_{тр.пр}$ - приведена площа траверси, рівна

$$F_{mp.np} = \frac{l_{mp}}{\frac{2l''_{mp}}{F'_{mp} + F''_{mp}} + \frac{2l'_{mp}}{\pi R^2 + F''_{mp}}}, \quad (11.18)$$

де R - радіус опорної поверхні гайки, інші величини з рис 11.2, а.

Деформація стискування столу при затягуванні

$$\lambda_{ст} = \frac{P_3 l_{ст}}{2 F_{ст.np} E_{ст}}, \quad (11.19)$$

де $E_{ст}$ - модуль пружності столу;

$F_{ст.пр}$ - приведена площа столу

$$F_{ст.np} = \frac{l_{ст}}{\frac{2l'_{ст}}{F_{ст} + F'_{ст}} + \frac{2l''_{ст}}{F'_{ст} + F''_{ст}} + \frac{2l'''_{ст}}{\pi R^2 + F''_{ст}}}, \quad (11.20)$$

R - радіус опорної поверхні гайки.

Для затягування шпильок гайки загортають до вибірки проміжків в стиках, роблять зарубки на кожній парі шпильки-гайки. Потім нагрівають шпильки і загортають гайки на кут затягування α_3 , розрахований по (11.11). Після охолодження шпильок станина виявляється стягнута зусиллям затягування P_3 (11.8).

12 СИСТЕМА МАСТИЛА. ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ І НАПРЯМАХ

Тертя ковзання. У рухливому контакті зв'язаних металевих деталей пресу: вали і їх опори, повзуни і що їх, що направляють, шатуни і їх шарніри, зуби шестерні і колеса і т. п., виникає механічний опір відносному переміщенню (тертя ковзання) з силою тертя $P_{тр}$.

Тертя - диссипативний процес, що супроводжується ушкодженнями поверхні контакту і виділенням теплоти. Рівень диссипативних втрат при терті обумовлений інтенсивністю поверхневої взаємодії: вони мінімальні при повному розподілі поверхонь деталей, що труться, рідким мастильним матеріалом (олією) і максимальні при контакті пружнопластичності з деформацією мікронерівностей поверхні металу. Перший режим тертя називають рідинним, другий - сухим. У чистому вигляді сухе тертя не спостерігається, оскільки металеві поверхні зазвичай покриті різними плівками малої товщини, наприклад окисними, масляними і т. п. Внаслідок цього опір відносному переміщенню значно менший, ніж при сухому терті, що моделюється в лабораторних умовах.

Режим рідинного тертя має найкращі антифрикційні характеристики. Тертя ковзання металу по металу замінюється ковзанням в масляному шарі з малими дотичними напругою, нікчемним ушкодженням і зносом металевих поверхонь [9].

Проте застосування рідкого мастила не забезпечує реалізації режиму рідинного тертя. Абсолютно потрібне виконання двох інших умов. По-перше, між поверхнями деталей, що сполучаються, повинна існувати клиновидна щілина. При сполученні циліндричних поверхонь щілина образується автоматично при зборці валу і підшипника по посадці H8/e8 в системі отвору. Помітимо, що при використанні врівноважувача повзуна з силою $P_{вр} = P D$ на вертикальному пресі проміжок згори вибраний і щілина розташована так, як показано на рис. 12.1. Подруге, підсосу олії в проміжок не станеться до тих пір, поки окружна швидкість валу.

У техніці подібний режим тертя називають гідродинамічним. Причини, які можуть перешкодити його виникненню, наступні:

- 1) недостатній об'єм рідкого мастила, що поступає;
- 2) недостатня швидкість ковзання v ;
- 3) надмірно високі тиски на контактній поверхні у зв'язку з обмеженою її площею;
- 4) конструкторська недоробка при створенні клиновидної щілини.

Залежно від характеру взаємодії контактних поверхонь спостерігають два проміжні режими тертя: напіврідинне і напівсухе тертя. При цих режимах контактне торкання металевих деталей відбувається по окремих плямах, розташованих на гребенях мікронерівностей, а на іншій частині сполучення поверхні розділені масляними плівками. Якщо розподіл переважає, то виникає режим напіврідинного тертя, якщо немає напівсухого.

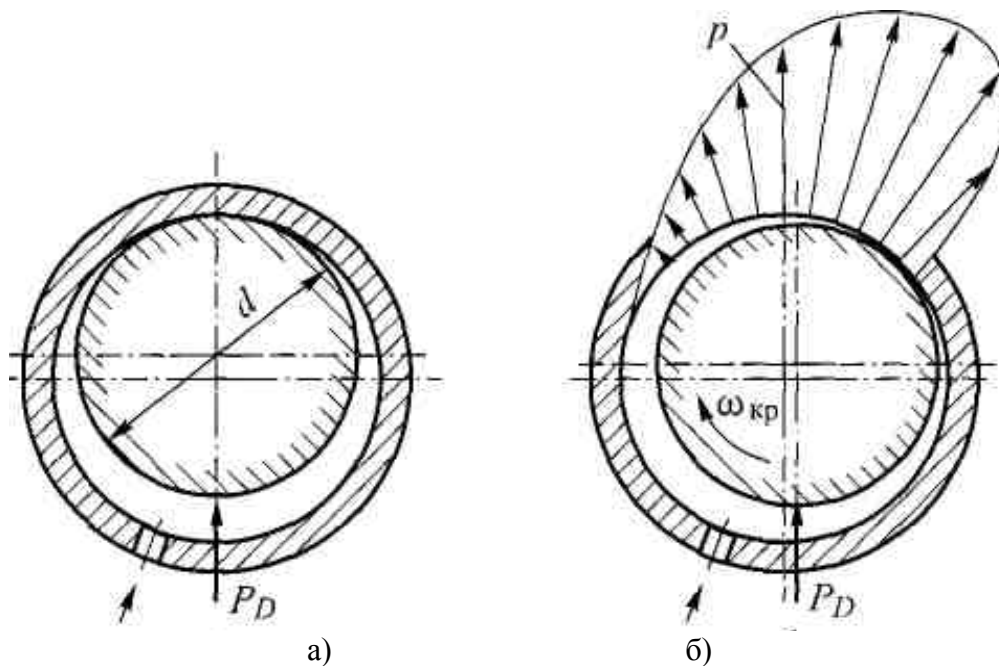


Рисунок 12.1 - Схеми розташування щілини між валом і опорою, а також розподілу тиску в умовах рідкого мастила при $w < w_{кр}$ (а) і $w = w_{кр}$ (б)

Залежно від характеру взаємодії контактних поверхонь спостерігають два проміжні режими тертя: напіврідинне і напівсухе тертя. При цих режимах контактне торкання металевих деталей відбувається по окремих плямах, розташованих на гребенях мікронерівностей, а на іншій частині сполучення поверхні розділені масляними плівками. Якщо розподіл переважає, то виникає режим напіврідинного тертя, якщо немає - напівсухого.

В якості антифрикційних опор для монтажу деталей, що обертаються і коливаються, використовують радіальні і наполегливі сферичні підшипники ковзання.

Головні вали кривошипно-повзунних механізмів завжди встановлюють на радіальних підшипниках ковзання. При цьому передбачена наладка, компенсуюча знос і можливість установки допустимого проміжку між валом і вкладишем. Так, в підшипниках валу КГШП регулювання проміжків здійснюють клином, що зрушує нижню буксу вгору. У подовжньому напрямі вал зафіксований бронзовими кільцями. У роз'ємних опорах листоштампувальних пресів проміжок вибирають затягуванням кріпильних гайок кришки підшипника. Корпуси підшипників мають отвори, а вкладиші мають канавки для затікання мастильного матеріалу і розподілу його по довжині шийок валу.

У одностоечних пресах з $P_{ном} < 1$ МН вкладиші опор валу роблять нероз'ємними. При повному зносі вкладишів їх замінюють новими.

Підшипники ковзання кривошипних пресів працюють в тяжких умовах вантаження: наприклад, в опорних цапфах КГШП $q = 25 \dots 35$ МПа

Тертя кочення. Опір перекочуванню тіл типу роликів або кульок по опорній поверхні визначають як тертя кочення. Для перекочування необхідно

витрачати енергію на деформацію матеріалу опори внаслідок виникнення перед тілом пружного валика (рис. 12.2), що котиться. В результаті нормальна реакція N з боку опори зміщується у напрямі руху на мікровідстань k_k і виникає момент, що крутить.

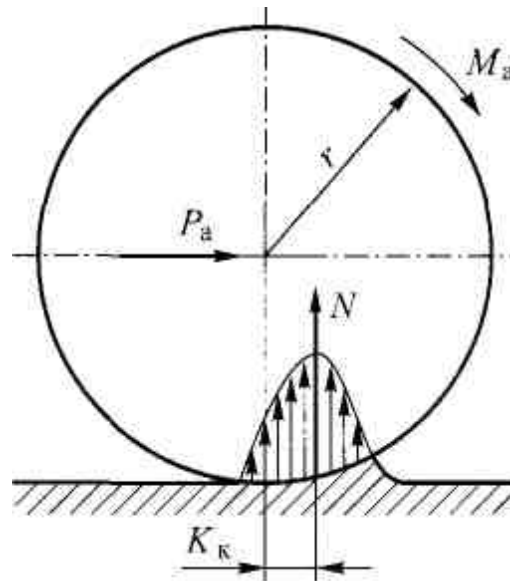


Рисунок 12.2 - Схема розподілу тиску при контакті пружного ролика з опорою

$M = K_k \cdot N$. Коефіцієнт K_k з розмірністю довжини називають коефіцієнтом тертя кочення.

Для подальшого перекочування необхідно прикласти активний момент $M_a = r P_a$ сили P_a , спрямованої по вісі ролика радіусом r . Прирівнюючи вирази для M_a і M_c , отримуємо $P_a = N K_k / r$.

Якщо P_a визначити як силу опору коченню, то коефіцієнт при нормальній силі N можна інтерпретувати як умовний коефіцієнт тертя кочення $\mu_k = K_k / r$. Умовним його називають тому, що його значення залежить не лише від фізичних властивостей зв'язаних тіл, але і від їх геометричних розмірів. Для підшипників кочення, виконаних із сталі ШХ20, $K_k = 0,0005 \dots 0,0010$ см. Якщо розмір ролика (кульки) $r = 0,5$ см, то коефіцієнт тертя кочення буде в десятки разів менше коефіцієнта тертя ковзання. Відповідно будуть менше і втрати енергії.

Опори на підшипниках кочення широко застосовують для приймалень і проміжних валів на базових деталях, муфт включення і гальм, воздухоподводящих голів.

З метою різкого зменшення зносу і підвищення точності руху повзуна кочення, що направляють у вигляді обойм з кульками, встановлюють в листоштампувальних надшвидкохідних пресах (число ходів в хвилину від 600 до 2000).

Системи змащення і мастильні матеріали. До мастильних матеріалів відносяться речовини, що мають мастильну дію і здатні зменшувати сили зчеплення між поверхнями деталей, що труться, деформацію зрушення і тим самим знос. У кривошипних пресах використовують мастильні матеріали двох видів:

рідкі і пластичні (консистентні або застарілі густі мастила).

Рідкі мастильні матеріали - це мінеральні олії нафтового походження марок І-20, І-30, І-40. Вони мають достатню змочуваність і невисоку в'язкість.

Пластичні мастильні матеріали виготовляють з вищеназваних введенням загусника, зазвичай кальцієвого мила. Загусник створює структурний каркас, в осередках якого утримується мінеральна олія. Завдяки цьому росте змочуваність і, як наслідок, прилипаємость мастила до деталей. При експлуатації кривошипних пресів застосовують пластичні мастила марок З, УС1, УС2.

При виборі виду мастильного матеріалу слід враховувати, що експлуатаційні витрати при застосуванні пластичного мастила вищі, ніж при використанні рідкої; крім того, вище за втрату енергії на тертя, частіше виникають розриви масляних плівок і задираки, гірше за умову відведення теплоти, неможливо створити режим рідинного тертя. Проте відмічені вище властивості пластичного мастила (змочуваність, підвищена в'язкість, прилипаємость) роблять її переважною для змазування зубів відкритих передач, що направляють повзуна, голівок шатуна, підшипників кочення.

Рідке мастило у зв'язку з малою в'язкістю легко стікає з поверхні деталей, через що доводиться встановлювати маслосборники. Це не лише сприяє тепловідводу, але і видаляє з вузлів тертя сторонні частки, у тому числі окалину. Зібрану олію очищають і знову використовують.

Системи змазування підрозділяють:

- по виду мастильного матеріалу - рідкі і пластичні;
- за способом подачі його до місць змазування - індивідуальні і централізовані;
- за характером використання - проточні і циркуляційні;
- за способом подачі - ручні і приводні.

Індивідуальну подачу мастильного матеріалу в місця змазування роблять вручну з використанням кулькових або гнітючих масельничок, що періодично заливаються і видавлюваних мастильником. При централізованому мастилі мастильний матеріал подається до місць змазування від загального насоса. При цьому мастило можна подавати як за допомогою ручного насоса, так і з використанням автоматичних станцій мастила. Для рідких мастильних матеріалів доцільно застосовувати оборотну систему з очищенням і повторною подачею. Для пластичного мастила прийнятніша проточна, по суті безповоротна система.

У середніх і великих листоштампувальних пресах для мастила зубчастих коліс використовують занурення їх в масляну ванну в картері.

На рис. 12.3 представлена схема автоматизованої системи циркуляційного рідкого мастила. Її особливістю є те, що живильники мастила сполучені послідовно. У разі припинення подачі мастила до одного з них слідує звуковий сигнал і прес зупиняється. Знову запусить прес можна тільки після усунення недоліків в системі.

Насос 3 з електромеханічним приводом засмоктує мастильна олія з бака 15 через фільтр 2 попередні очищення і подає по маслопроводу до золотника розподільника 4 з ручним управлінням (кнопковим або важільним). Золотник

нормально замкнутий пружиною на право частину маслопроводу. Через фільтр тонкого очищення 11 і зворотний клапан 10 олія подається до дроселя 6. Фільтр 11 при роботі нерідко засмічується. В цьому випадку золотник віджимають вліво і олія поступає в обхід через аналогічний фільтр по лівому маслопроводу. Після ремонту фільтру 11 золотник повертають в початкове положення і подача олії відбувається колишнім шляхом. Щоб уникнути перетікання олії в лівому маслопроводі встановлений другий зворотний клапан.

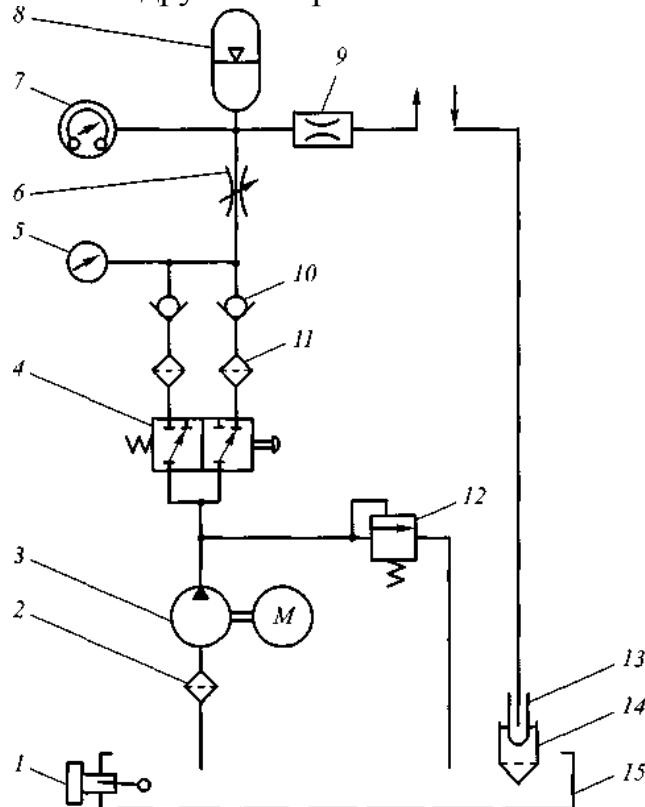


Рисунок 12.3 - Схема автоматизованої системи циркуляційного змазування

Робочий тиск в системі встановлюють і періодично контролюють візуально по манометру 5. В процесі роботи пресу рівень тиску підтримується за допомогою реле 7 і контролюється щоб уникнути перевантаження запобіжним клапаном 12.

Дросель би призначений для регулювання витрати олії і контролюється датчиком 8. Після дроселя олія по магістралі поступає до живильника 9 і від нього до місць змазування. Потім через маслосборники олія по безнапірному зворотному маслопроводу стікає до зливного фільтру 14, що має магнітний уловлювач 13 для очищення від металевих сміття. Очищена олія поступає у бака 15, де його рівень (переповнювання або вичерпання) контролюється спеціальним датчиком 1.

Подібні системи змазування універсальні і придатні для подачі різних мастильних матеріалів, у тому числі і пластичних. Незважаючи на підвищену вартість і складність монтажу, ці системи знаходять широке поширення, причому навіть для змазування опорних підшипників ковзання КГШП.

13 СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ КРИВОШИПНИМИ ПРЕСАМИ

Системи управління кривошипними пресами призначені для циклічного пуску і зупинки головного виконавчого механізму при включенні або виключенні муфти і гальма приводу. У структури системи управління входять органи включення, механізм управління і відключаючі пристрої. Власне механізм управління, що сприймає команду від включаючого органу і передавальний її муфті і гальму, залежно від виду енергоносія може бути механічним, електро-механічним, пневматичним, електропневматичним або електрогідравлічним. Тому управління кривошипними пресами можливо за допомогою механічної, електромеханічної, пневматичної, електропневматичної або електрогідравлічної систем.

Залежно від характеру зв'язку органів включення з механізмом управління є системи безпосередньої (механічні) і дистанційної дії, а по конструктивному оформленню органів включення - системи з ручним і педальним управлінням.

У механічних системах управління здійснюється за допомогою кінематичного ланцюга, який складається з важелів і сполучної тяги, передавальної рух і навантаження від органу включення (руків'я або педалі) до муфти. Такого роду системи використовуються в застарілих універсальних пресах з жорсткими муфтами, а також в спеціальних пресах і автоматах з жорсткими і фрикційними муфтами.

Електропневматичне управління є типовим для сучасних кривошипних пресів з фрикційними муфтами. У його структуру входять дві паралельно-послідовні діючі системи: електрична і пневматична.

До електричної системи відносяться органи включення, електричні ланцюги з електроапаратурою і відключаючі пристрої. Органи включення - це електрокнопки, розміщені на пресі або спеціальних пультах, або електропедалі. Системи, що відключають пристрої, - це вимикачі, що сприймають рух ланок приводу або головного виконавчого механізму.

Елементи пневматичної системи об'єднані в загальний для пресу пристрій - повітропровід. На рис. 13.1 дана зразкова схема повітропроводу КГШП для управління роботою дискової фрикційної муфти 6, дискового гальма 4, гальма крутня 2 із золотниковим розподільником 15, врівноважувача повзуна 5 і нижнього пневматичного виштовхувача 1. До складу повітропроводу входять спеціальні пристрої: воздухоподводящие голівки 7, розподільники повітря 3 і повітряна арматура, а також труби, вентилі 10, зворотні клапани 8, регулятори тиску 13, фільтр 9, маслораспылители 14, запобіжні клапани 11, манометри 12. В якості акумуляторів стислого повітря використовують повітряні ресівери 16.

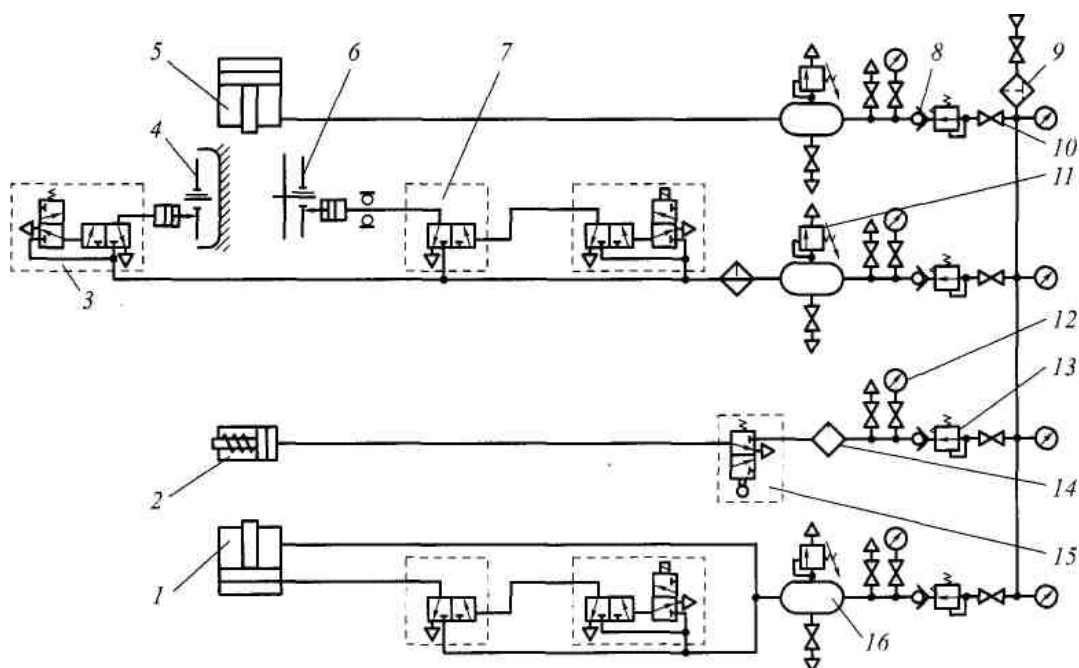


Рисунок 13.1 - Спрощена схема повітропроводу КГШП

Для прискореного впускання стислого повітря в муфту і скидання повітря, що відпрацювало, в атмосферу призначена воздухоподводящая голівка, що сполучає через підшипниковий вузол кришку муфти, що обертається, з нерухомими трубами (рис. 13.2).

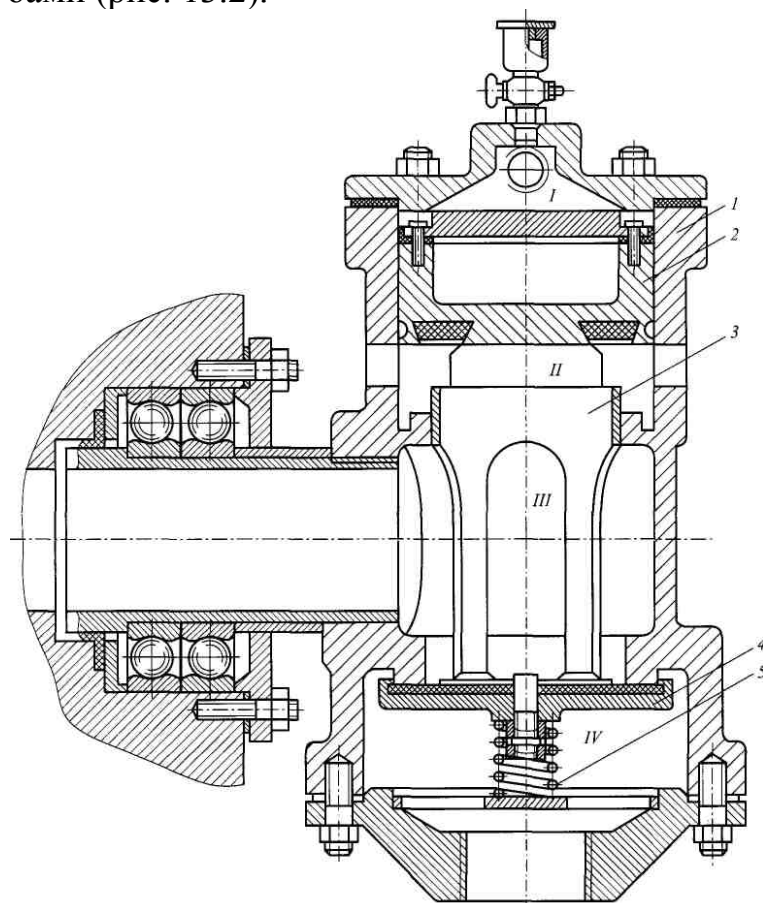


Рисунок 13.2 - Схема воздухоподводящей голівки

Дія голівки, що підводить, заснована на використанні різниці сил, що створюються стислим повітрям над поршнем 2 і під клапаном 4. При спрацьовуванні розподільника повітря через отвір у верхній частині корпусу голівки 1 потрапляє в порожнину 1, опускаючи поршень. При ході вниз поршня до зіткнення з полой ніжкою-золотником 3 клапани 4 перекривається порожнина II з вихлопними отворами. В процесі подальшого руху вниз відкривається клапан 4. Оскільки порожнина IV постійно сполучається з ресівером муфти, стисле повітря через порожнину III і отвори в ніжці-золотнику дуже швидко поступає на поршень муфти: диски муфти зчіплюються, відбувається пуск головного виконавчого механізму.

При виключенні розподільника тиск в порожнині 1 скидається: поршень 2 під дією стислого повітря муфти піднімається вгору до упора, відкриваючи вихлопні отвори в порожнині II. Відразу ж під дією пружини 5 сідають на своє місце клапан 4 і його ніжка-золотник. Стисле повітря через порожнини III і II випускається в атмосферу, диски муфти розчіплюються і происходит зупинка головного виконавчого механізму.

Розподільник повітря є виконавчим механізмом одночасно обох ланцюгів управління: електричного і пневматичного. Сигнали в електричному ланцюзі управління сприймає електромагніт 1 (рис. 13.3), якір якого переміщає золотник 2 допоміжні розподільники. При включенні електромагніту золотник 2 піднімається і пропускає стисле повітря від ресівера в порожнину над поршнем 3 основні розподільники. В результаті поршень 3, опускаючись, перекриває випускні вікна, а завдяки відкриттю клапана 4 стисле повітря також від ресівера (див. рис. 13.1) поступає в порожнину 1 воздухоподводящей голівки (див. рис. 13.2).

Установка в схемі двох розподільників - основного і допоміжного - дозволяє набагато зменшити витрату стислого повітря при його випуску в атмосферу після виключення муфти, оскільки розміри прохідних перерізів каналів і трубопроводів, що зв'язують розподільники між собою і з муфтою, можуть бути невеликими.

Електропневматична система управління забезпечує роботу пресу в наступних режимах.

Режим поодиноких ходів, коли головний виконавчий механізм зупиняється після здійснення кожного подвійного ходу незалежно від тривалості натиснення на кнопки або педаль; вимикачі муфти і гальма діють автоматично по команді від кулачків. Для здійснення подальшого ходу органи включення мають бути відпущені і знову натиснуті.

Режим автоматичних послідовних ходів, коли головний виконавчий механізм рухається до тих пір, поки натиснуті кнопки або педаль, але обов'язково зупиняється при їх відключенні в крайньому верхньому (задньому) положенні. Вимикачі муфти і гальма на час натиснення кнопок або педалі заблоковані, але блокування знімається при черговому підході до крайнього положення, якщо перед цим були відпущені кнопки або педаль.

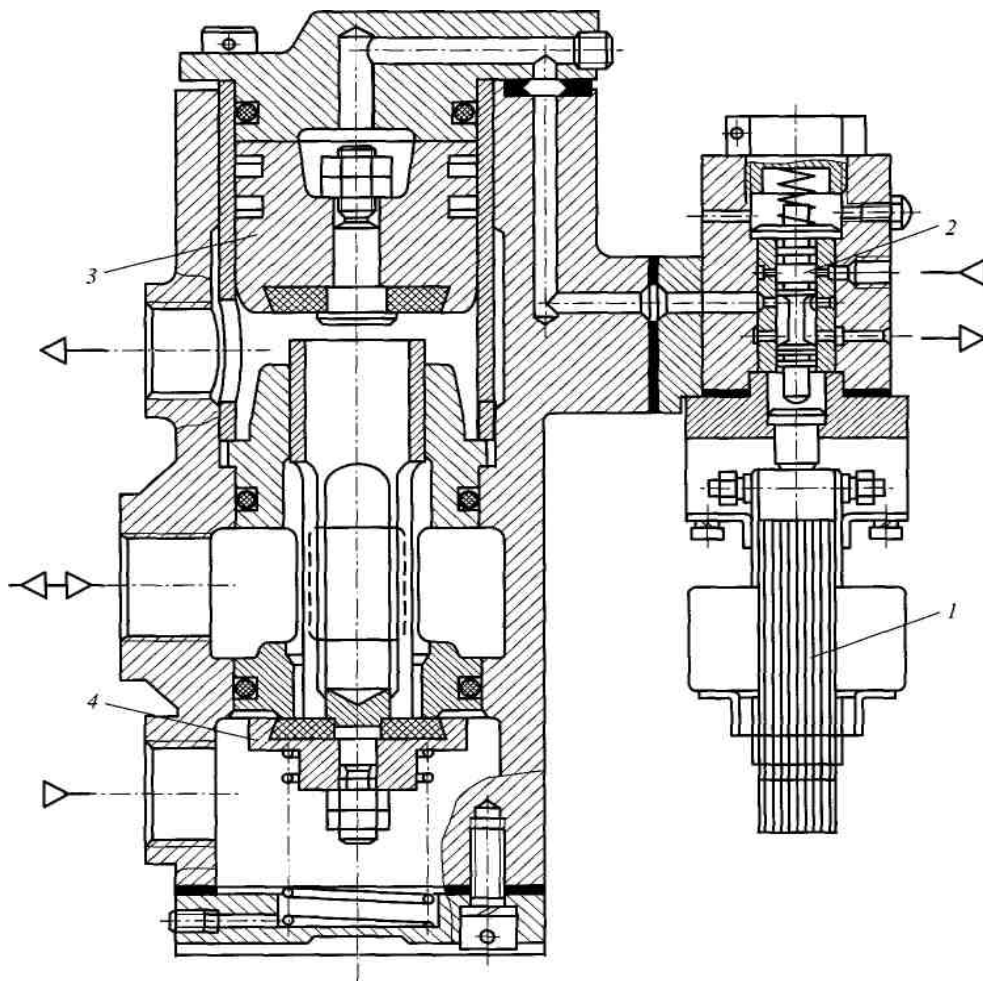


Рисунок 13.3 - Схема розподільника повітря

Режим налагоджувальних (поштовхових) ходів, коли рух головного виконавчого механізму, викликаний натисненням на органи включення, негайно припиняється: вимикачі муфти і гальма заблоковані і ланцюг електромагнітів розподільників повітря замикається і розмикається тільки при дії на кнопки або педаль управління.

Схема повітропроводу листоштампувального пресу принципових відмінностей в порівнянні з приведеною не має. Тільки замість нижнього виштовхувача вона може мати від однієї до трьох гідропневматичних подушок, також керованих від розподільників повітря тієї або іншої конструкції.

Гальмо крутня включається від повітряного двопозиційного клапана з ручним управлінням (див 15 на рис. 13.1). У деяких моделях пресів повітряний клапан гальма крутня електрично блокується з облаштуванням головного електродвигуна, що вимикає [8, 9].

14. ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ

Для безпечної роботи на кривошипному пресі потрібний комплекс пристроїв, пов'язаних безпосередньо з машиною : зовнішнього захисту; блокування приводу; електрозахисту пресу; запобіжних пристроїв, застережливих положень вузлів і деталей пресу, а також пристроїв по механізації і автоматизації.

Облаштування зовнішнього захисту включають активні і пасивні обгороджування, що не допускають попадання рук штампувальника в небезпечну зону руху деталей пресу або штампу.

До активних пристроїв, що захищають, відносяться рухливі загороджувальні грати, які кріпляться безпосередньо до повзуна або за допомогою системи важелів пов'язані з рухом повзуна. Опускаючись вниз або обертаючись, грати перекривають доступ в штамповий простір пресу. Якщо штампувальник знаходиться в небезпечній зоні, то грати з силою виштовхують його звідти. Досвід експлуатації пресового Обладнанняпоказав, що ці відносно нескладні пристрої ефективно попереджають травматизм в листоштампувальних цехах.

Пасивні обгороджування у вигляді стаціонарних щитків, кришок і т. п. закривають виступаючі рухливі частини приводу і виконавчих механізмів пресу. Тенденція приховати рухливі і згладити виступаючі частини пресу отримала логічне завершення в конструкціях закритих пресів із закритим приводом.

Блокування приводу пресу передбачає облаштування попереджувального характеру і активні пристрої. Зокрема, двокнопочне або двухрукоятное включення за принципом зайнятості рук надійно попереджає травматизм, оскільки штампувальник не може запустити прес на робочий хід, не прибравши обидві руки з небезпечної зони. До облаштувань активного блокування приводу відноситься фотоелектронний захист: ланцюг управління муфтою негайно блокується, викликаючи зупинку головного виконавчого механізму, якщо руки або сам робітник перериває світловий потік захисного пристрою. Внаслідок деякої інерційності фотозахисту її рекомендується застосовувати на великих тихохідних пресах.

Для того, щоб захистити штампувальника і обслуговуючого персоналу від поразки електрострумом при порушенні ізоляції електроланцюгів і апаратури, кривошипні преси необхідно ретельно заземляти.

Запобіжні пристрої служать передусім для збереження цілісності пресу. Проте їх захисні функції цілком очевидні, оскільки всяка поломка вузлів і деталей пресу може стати прямою або непрямою причиною травми робітника. Доцільно забезпечувати запобіжні облаштування пресів засобами світлової або звукової сигналізації про порушення номінального режиму роботи, що настало.

У складному комплексі конструкторських заходів по техніці безпеки, на жаль, є істотний недолік - часом вони сприяють послабленню пильності обслуговуючого персоналу, особливо працівників служби механіка [9].

15 ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЛІНІЙ

Автоматична лінія (АЛ), система машин, комплекс основного і допоміжного устаткування, що автоматично виконує в певній технологічній послідовності та із заданим ритмом увесь процес виготовлення або перероблення продукту виробництва або частини його. До функцій обслуговуючого персоналу АЛ входять: управління, контроль за роботою агрегатів або ділянок лінії, їхній ремонт і налагодження. Лінії, які для виконання частини операцій виробничого процесу потребують безпосередньої участі людини (наприклад, пуск і зупинка окремих агрегатів, закріплення або переміщення продукту переробки), називаються напіваавтоматичними. На сучасних АЛ механізовано й автоматизовано багато допоміжних операцій (наприклад, прибирання відходів виробництва), контроль якості продукції, облік виробітку тощо. На багатьох АЛ автоматично регулюють параметри технологічних процесів, здійснюють автоматичне переміщення робочих органів, налагодження та переналагодження обладнання. Створення та впровадження АЛ - один із найважливіших етапів автоматизації виробництва, перехід від окремих автоматів до автоматичних систем машин і автоматизованих комплексів, що часто об'єднують різнохарактерні виробничі процеси [10; 11].

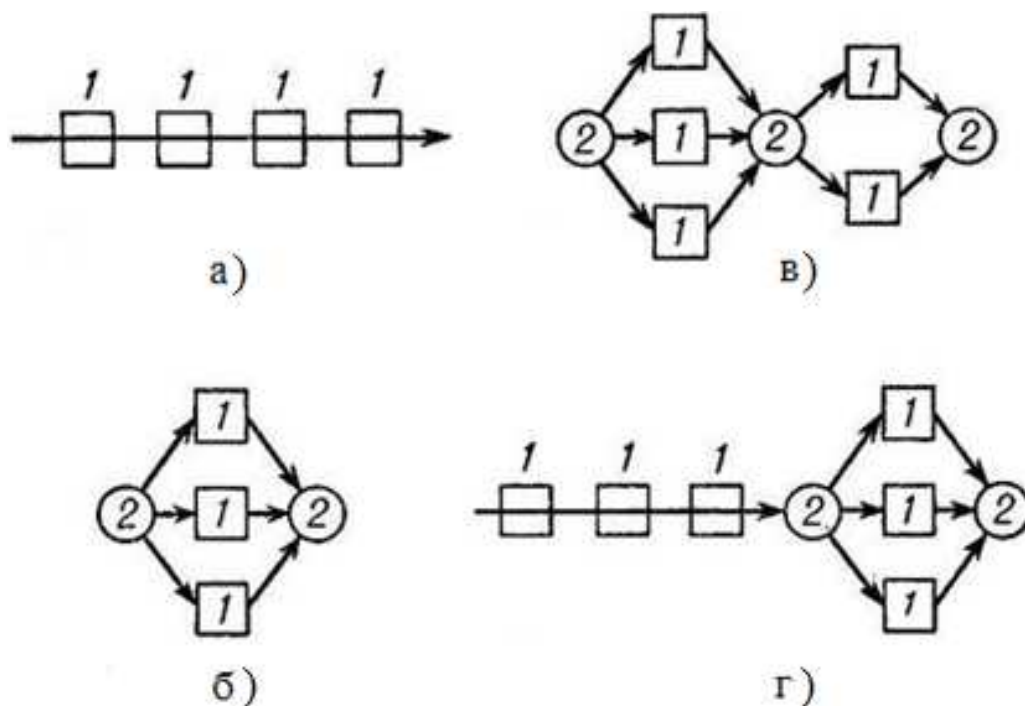
АЛ для обробки строго визначених за формою і розмірами виробів називаються спеціальними; при зміні об'єкта виробництва такі лінії замінюють або переробляють. Більш широкими експлуатаційними можливостями володіють спеціалізовані АЛ для обробки однотипної продукції в певному діапазоні параметрів. Під час зміни об'єкта виробництва в таких лініях, як правило, лише переналаштовують окремі агрегати і змінюють режими їхньої роботи; основне технологічне устаткування здебільшого може бути використане для виготовлення нової однотипної продукції. Спеціальні та спеціалізовані АЛ застосовуються головним чином у масовому виробництві.

У серійному виробництві АЛ повинні мати універсальність і забезпечувати можливість швидкого переналагодження для виготовлення різної однотипної продукції. Такі АЛ називають універсальними швидкопереналагоджуваними, або груповими. Дещо менша продуктивність універсальних АЛ порівняно зі спеціальними компенсується їхнім швидким переналагодженням для виробництва широкої номенклатури продукції.

Структурне компонування АЛ залежить від обсягу виробництва і характеру технологічного процесу. Існують лінії паралельної та послідовної дії, однопотокові, багатопотокові, змішані (з розгалуженим потоком) (рис. 15.1).

АЛ паралельної дії застосовуються для виконання однієї операції, коли тривалість її значно перевищує необхідний темп випуску. Продукт переробки автоматично розподіляється (з магазину або бункера) по агрегатах лінії і після обробки приймальними пристроями збирається і направляється на наступні операції. Багатопотокові АЛ являють собою систему з АЛ паралельної дії, призначену для виконання декількох технологічних операцій, кожна з яких за три-

валістю більша за заданий темп випуску. У єдину систему можуть бути об'єднані кілька АЛ послідовної або паралельної дії. Такі системи називаються автоматичними дільницями, цехами або виробництвами.



1 - робочі агрегати; 2 - розподільні пристрої;

а - однопоточна послідовної дії;

б - однопоточна паралельної дії;

в - багатопотокова; г - змішана (з розгалуженням потоком)

Рисунок 15.1 - Структурні компонування автоматичних ліній

АЛ паралельної дії застосовуються для виконання однієї операції, коли тривалість її значно перевищує необхідний темп випуску. Продукт переробки автоматично розподіляється (з магазину або бункера) по агрегатах лінії і після обробки приймальними пристроями збирається і направляється на наступні операції. Багатопотокові АЛ являють собою систему з АЛ паралельної дії, призначену для виконання декількох технологічних операцій, кожна з яких за тривалістю більша за заданий темп випуску. У єдину систему можуть бути об'єднані кілька АЛ послідовної або паралельної дії. Такі системи називаються автоматичними дільницями, цехами або виробництвами.

Керування АЛ здійснюється системами автоматичного керування, які поділяються на внутрішні та зовнішні. Внутрішні системи керування забезпечують виконання окремим агрегатом або механізмом лінії всіх основних і допоміжних операцій технологічного процесу на цьому агрегаті. Зовнішня система (як правило, система колійного контролю, організованого за принципом зворотного зв'язку) забезпечує узгоджену роботу агрегатів і ділянок лінії. Залежно від конкретних умов системи управління АЛ будуються на електричних, механічних, гідравлічних, пневматичних або комбінованих зв'язках.

Для автоматичного регулювання технологічного процесу і переналагодження обладнання на АЛ (переважно групових) застосовують системи електронного програмного керування. Великі комплексні АЛ оснащуються електронними керуючими машинами та іншими засобами обчислювальної техніки. На агрегатах АЛ переважно застосовують індивідуальний або багаторуховий електропривод і рідше - регульований електричний, гідравлічний або механічний привід.

Переміщення оброблюваних деталей (продукту переробки) з однієї робочої позиції на іншу здійснюється жорсткою або гнучкою системою транспортування.

Жорстка система транспортування може перетинати робочий простір агрегатів АЛ або розташовуватися паралельно і мати перпендикулярно змонтовані пристрої для завантаження і розвантаження робочих позицій. Робочі позиції кожного агрегату розташовані на однаковій відстані одна від одної. Після обробки на одній позиції деталь розкріплюється і пересувається на наступну робочу позицію; при цьому на першій позиції встановлюється нова заготовка, а на останній знімається готовий виріб.

Залежно від конструкції, розмірів і форми виробів використовуються транспортери крокові, штангового типу, а також грейферні, пластинчасті, ланцюгові тощо. Жорсткі системи транспортування застосовуються переважно на однопотокових лініях послідовної дії під час виготовлення великих штучних виробів.

За гнучкої системи транспортування встановлення заготовок і зняття оброблюваних виробів здійснюються незалежно на кожному агрегаті АЛ; передача виробів з однієї позиції на іншу може бути поєднана з робочим процесом. Транспортування оброблюваних виробів між агрегатами здійснюється за допомогою похилих або вібраційних лотків, ланцюгових, стрічкових або жолобчастих конвеєрів тощо. Гнучка система транспортування найефективніша під час обробки дрібних виробів на АЛ паралельної дії, а також на багатопотокових і змішаних АЛ.

Зазвичай при гнучкій системі транспортування на кожній робочій позиції встановлюють магазини або бункери-накопичувачі. Їхнє призначення - забезпечити роботу АЛ під час зупинок окремих агрегатів і полегшити обслуговування ліній. Кількість і ємність накопичувачів визначаються складністю і протяжністю АЛ, ступенем надійності і безвідмовністю роботи агрегатів. Магазини (бункери-накопичувачі) застосовують також і на АЛ із жорстким транспортуванням; у цьому разі їх вбудовують у загальну транспортну систему, забезпечуючи незалежну роботу окремих ділянок (рис. 15.2, 15.3 і 15.4).

Виріб під час обробки залишається нерухомим або переміщується прямолінійно (АЛ безцентрово-шліфувальних верстатів), здійснює круговий або обертальний рух (в автоматичній роторній лінії). Нерухомі або обертові вироби перед обробкою фіксуються в потрібному положенні безпосередньо на робочій позиції або в пристосуванні-супутнику. Прямолінійне або кругове переміщення

виробу в процесі обробки зазвичай здійснюється транспортними засобами.

Стабільність процесу на АЛ характеризується часом, протягом якого необхідні параметри процесу витримуються в необхідних допусках. Стабільність якості продукції та усунення впливу похибок під час обробки на АЛ досягаються застосуванням систематичного контролю заданих параметрів і активним впливом на технологічний процес.

Безпосередня ефективність АЛ позначається, зокрема, у зменшенні кількості робітників, раніше зайнятих на цьому виробництві. Але робота на АЛ вимагає більш високої кваліфікації обслуговуючого персоналу. Найефективніші АЛ при комплексному впровадженні досконалих технологічних процесів.

В умовах соціалістичного виробництва АЛ застосовують для трудомістких операцій і шкідливих процесів, якщо це значно полегшує працю робітників і покращує її умови. Однак, як правило, АЛ дають і необхідну економічну ефективність, особливо високу за комплексної автоматизації виробництва. Вартість продукції, виготовленої на АЛ, залежить головним чином від вартості вихідних матеріалів і напівфабрикатів, продуктивності АЛ і витрат на їх створення.

Вартість АЛ визначається кількістю технологічних операцій, їхньою складністю, обсягом продукції, що випускається, складністю устаткування і систем управління, серійністю виробництва. За інших рівних умов вирішальний фактор, що визначає вартість АЛ, - серійність виробництва її обладнання. Вартість АЛ знижується у разі використання нормалізованих вузлів, механізмів та інструментів, у разі централізованого виготовлення систем транспортування і управління, скорочення тривалості монтажу і налагодження. Зниження вартості АЛ розширює економічно доцільні сфери їх застосування, дає змогу вводити в дію АЛ, необхідні для технічного переозброєння промисловості.

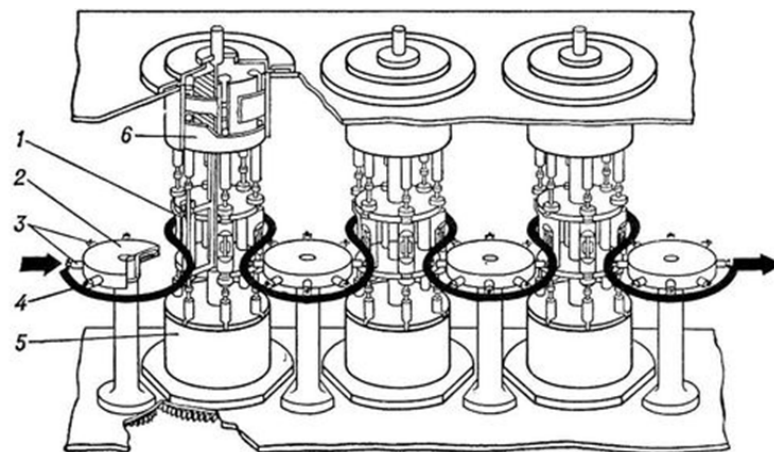


а – загальний вигляд; б - схема технологічного процесу

Рисунок 15.2 - Типова автоматична лінія для обробки циліндричних зубчастих коліс



Рисунок 15.3 - Комплексно-автоматизований цех лиття



*1 - блок інструменту; 2 - транспортний ротор;
3 - кліщі; 4 - лінія переміщення виробу під час обробки;
5 - робочий ротор; 6 - копій*

Рисунок 4.4 - Схема автоматичної роторної лінії

Продуктивність АЛ залежить від часу, що витрачається на безпосереднє здійснення робочого процесу, часу на виконання допоміжних переміщень (несуміщені транспортні операції, закріплення і відкріплення оброблюваного виробу, відведення і підведення робочих органів), часу на переналагодження, налагодження і відновлення працездатності лінії. Скорочення часу робочого процесу досягається застосуванням високопродуктивної технології. Зменшення часу на допоміжні переміщення досягається скороченням числа неодружених переміщень або збільшенням їхньої швидкості, поєднанням у часі неодружених переміщень із робочим процесом. Для оцінки продуктивності АЛ важливий показник циклової безперервності роботи, який визначається (для дискретних процесів) відношенням часу виконання робочого процесу до загального часу циклу. Час на підналагодження, переналагодження і ремонт скорочується при використанні автоматичного регулювання, підвищенні стабільності робочих інструментів і своєчасній їх заміні.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Ковальсько-штампувальне Обладнання/ А. Н. Банкетів, Ю. А. Бондарів, Н. С. Добринский та ін.; Під ред. А. Н. Банкетова, Е. Н. Ланского. - М.: Машинобудування, 1982. - 576с.мул.
- 2 **Ланской Е. Н.** Елементи розрахунку деталей і вузлів кривошипних пресів. / Е. Н. Ланской, А. Н Банкетів М.: Машинобудування, 1966. - 380с.,мул.
- 3 **Живов Л И** Ковальсько-штампувальне устаткування. Прессы. / Л И Живов, А Г. Овчинніков - 2-е видавництво перераб. і доп. - К. Вища школа. - 1981, - 376 с., мул.
- 4 **Власов В. І.** Системи включення кривошипних пресів. Розрахунок і проектування. / В. І. Власов, - М.: Машинобудування, 1982. - 196 - 272с., мул.
- 5 **Ігнатов А А.** Муфти, гальма і механізми управління кривошипних ковальсько-пресових машин. / А А Ігнатов, В. І. Власов, М.: Машинобудування, 1963.-448с.,мул.
- 6 Кривошипні ковальсько-пресові машини / В. І. Власов, А Я. Бозыркин, И.К. Букин - Батирів та ін.; Під. ред. В. І. Власова М.: Машинобудування, 1988. 424с.,мул.
- 7 Ковальсько-штампувальне устаткування/Банкетів А Н. та ін. - М.: Машинобудування, 1970. - 602с., мул.
8. **Живов Л И.** Ковальсько-штампувальне устаткування: Підручник для вузів / Л. И. Живова, А. Г. Овчинників, Е. Н. Складальників - М.: Вид-во МГТУ им Н.Е. 2006, - 560 с., мул
9. **Соколов В. І.** Механізми регулювання закритої висоти кривошипних горячештамповочных пресів. / В. І. Соколов , В. В. Аверин , С. Н. Климов // Ковальсько-штампувальне виробництво. Обробка металів тиском. 2007.№ 5, с.27 - 33.
- 10 Проектирование машиностроительных заводов и цехов: Справочник / Под ред. Е. С. Ямпольского. Т. 3. М.: Машиностроение, 1974
- 11 **Норицын И. А.** Автоматизация и механизация технологических процессовковки и штамповки. / И. А. Норицын, В. И. Власов. М.: Машиностроение, 1967