

**МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВОДА КРИВОШИПНОГО  
ШТАМПУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ****В. С. Запорожченко***Сумський державний університет, м. Суми*

*У статті наведено критичний аналіз муфтових систем умикання кривошипного обладнання. Пропонуються нові безмуфтові системи вмикання з поворотним ексцентриком, застосування яких дозволяє модернізувати конструкцію привода обладнання, підвищити надійність та безпечність роботи, покращити екологію у штампувальному цеху.*

**ВСТУП**

Покращання експлуатаційних параметрів машин діючого парку ковальсько-пресового обладнання шляхом їх модернізації є ефективним засобом підвищення продуктивності виробництва. Це дозволяє дати «нове життя» старим зношеним технологічним машинам і підняти рівень можливостей підприємства без придбання нового обладнання. У зв'язку з цим у наш час з техніко-економічної точки зору ремонт і модернізація обладнання нероздільні, адже проведення капітального ремонту без одночасної модернізації фактично залишає штампувальну машину, яку реконструюють, на тому ж технічному рівні.

Усе більше зростає інтенсифікація сучасного виробництва, що потребує підвищення швидкохідності машин взагалі і кривошипних пресів у тому числі [1]. Це обумовлює підвищені вимоги до чіткості і надійності спрацювання вузлів умикання пресів — муфти та гальма. Велика різноманітність конструкцій муфт, які використовуються у кривошипних пресах вітчизняних машинобудівних заводів та закордонних фірм, свідчить про важливість вузлів умикання в роботі технологічних машин. Аналіз експлуатації ковальсько-пресового обладнання у світі свідчить про те, що надійність машин значною мірою залежить від роботи вузлів умикання, а особливо від конструкції та стану їх елементів тертя.

Широке використання у приводах кривошипних машин отримали жорсткі та фрикційні муфти й гальма як вузли вмикання і вимикання [2], які забезпечують періодичний зв'язок привода (електродвигуна і маховика) з виконавчим механізмом (повзуном преса), але вони у багатьох випадках вже не можуть відповідати жорстким вимогам, які ставляться до режимів роботи привода сучасних ковальсько-пресових машин. Працездатність жорстких муфт вмикання є дуже низькою внаслідок сильних ударів по робочому валу та іншим деталям преса при їх роботі, що викликає швидкий вихід з ладу як деталей преса, так і деталей самих муфт. Шум, що виникає при ударах, створює антисанітарні умови праці операторів пресів, оскільки його рівень перевищує допустимий при роботі машини. Дуже обмежене використання у пресах знаходять електромагнітні муфти, які через підвищене проковзування між ведучими та веденими частинами привода призводять до збільшення робочого циклу преса і тим самим зменшують кількість вмикань обладнання за одиницю часу, а також потребують додаткових витрат електроенергії.

Фрикційні муфти, які найбільш широко застосовуються в сучасних механічних пресах [3], завдяки зменшенню динамічного навантаження на привод преса, характеризуються складністю конструкції, високою вартістю і значними втратами енергії на тертя, а також потребують частих ремонтів для заміни фрикційних елементів, що швидко

зношуються при інтенсивній роботі в режимі поодиноких ходів. Таким чином, фрикційні муфти у кривошипних пресах обмежують їх працездатність, не дозволяють підвищити продуктивність при роботі в режимі одиничних умикань, який є основним у сучасному виробництві. Крім того, вони небезпечні з екологічної точки зору, оскільки продукти зношення їх фрикційних елементів, до складу яких входить шкідливий азбест, неминуче потрапляють у повітря і в легені штампувальників та інших цехових працівників.

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Незважаючи на те що конструкція вузлів муфти і гальма кривошипних пресів останніми роками зазнала значних змін у напрямку зменшення інерційної маси, кращих умов тепловідведення із зони тертя, зручності експлуатації тощо [4], надійність цих вузлів менша у порівняно з надійністю інших механізмів кривошипного обладнання. У зв'язку з вищевикладеним поставлена задача модернізації вузлів умикання силових органів для створення вдосконалених швидкохідних і довговічних ковальсько-пресових машин, які повинні мати просту та надійну конструкцію.

Завдяки переробленню вузлів муфти і гальма при модернізації ковальсько-пресової машини і переходу до безмуфтового приводу підвищуються надійність і продуктивність преса. Тому останнім часом з'явилися наукові праці [ 5 – 7 ], присвячені розробленню безмуфтових систем умикання (БСВ) ковальсько - пресових машин, які не мають перелічених вище недоліків традиційних вузлів умикання. Дослідження у цьому напрямку слід продовжувати шляхом створення принципово нових способів та пристроїв для безмуфтового вмикання штампувального обладнання.

#### ОПИС НОВОГО СПОСОБУ БЕЗМУФТОВОГО ВМИКАННЯ

Запропоновано принципово новий спосіб безмуфтового вмикання кривошипних штампувальних машин [8]. Суть цього способу полягає в такому (рис. 1). На шатунній шийці кривошипного вала 1 розміщується ексцентрикова втулка 2, ексцентриситет  $E$  якої вибирається таким, що дорівнює радіусу  $R$  кривошипа. Зовнішня циліндрична поверхня ексцентрикової втулки 2 спряжена з отвором у великій головці шатуна 3, де у будь-якому зручному місці розміщено фіксатор 4 спеціальної конструкції, який періодично з'єднує чи роз'єднує ексцентрикову втулку з шатуном. Останній сполучено з головним виконавчим органом кривошипної машини, наприклад повзуном 5, за допомогою сферичної головки чи циліндричного пальця. Після вмикання привода технологічної машини на робочий хід кривошипний вал 1, жорстко з'єднаний з маховиком та іншими деталями привода, починає безперервно обертатися. При звільненні ексцентрикової втулки від фіксації шляхом відведення фіксатора 4 вбік (рис. 1а) вона починає обертатися разом з кривошипним валом 1 у тому самому напрямку (рис. 1б). Оскільки ексцентриситет  $E$  дорівнює радіусу  $R$  кривошипа, то ексцентрикова втулка 2 й кривошипний вал 1 мають спільний центр  $O$  і обертаються разом як суцільне циліндричне тіло всередині великої головки шатуна 3. При цьому головний виконавчий механізм кривошипної машини залишається нерухомим, а повзун 5 утримується у крайньому верхньому положенні, наприклад за допомогою пневматичного урівноважувача.

Для вмикання робочого ходу ексцентрикова втулка 2 зупиняється фіксатором 4, який пересувається до щільного контакту із заглибленням на її зовнішній циліндричній поверхні, і нерухомо з'єднується з шатуном (рис.1в). При подальшому обертанні кривошипного вала 1 головний

виконавчий механізм кривошипної машини здійснює робочий хід, величина якого становить  $S = 2 \cdot R$  (рис. 1г), виконує технологічну операцію штампування і повертається у вихідне положення. При цьому ексцентрикова втулка 2, виконана з антифрикційного матеріалу, наприклад із бронзи, залишається нерухомою, відіграє роль підшипника ковзання й передає через себе зусилля штампування. Коли фіксатор 4 залишається у заглибленні на зовнішній циліндричній поверхні ексцентрикової втулки 2, то робочий хід повзуна повторюється й кривошипна машина починає працювати в автоматичному режимі.

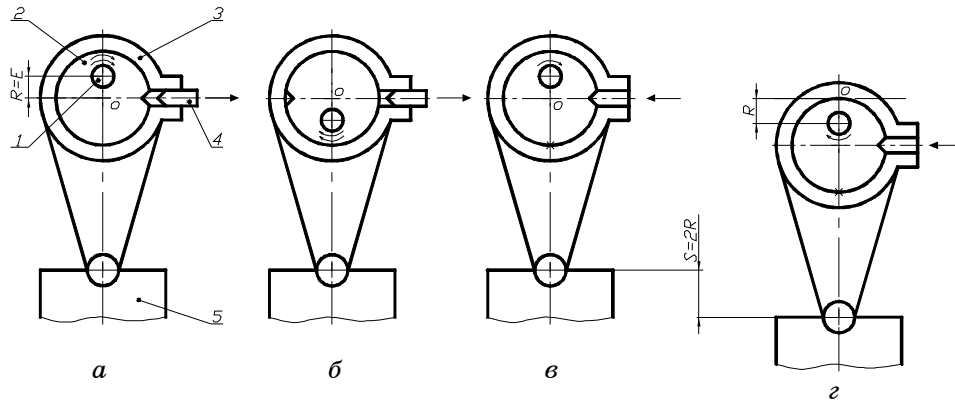


Рисунок 1 – Схема здійснення нового способу безмуфтового вмикання кривошипних машин

Для вимкнення робочого ходу фіксатор 4 відводиться від ексцентрикової втулки 2, яка знову з'єднується з кривошипним валом 1, і вони починають обертатися разом, а головний виконавчий механізм з повзуном 5 зупиняється у початковому верхньому положенні. Таким чином, кривошипна машина переводиться на холосте обертання привода при нерухомому головному виконавчому механізмі. Далі після вмикання кривошипної машини на робочий хід цикл повторюється.

#### ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ТА ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ НОВИХ СИСТЕМ БЕЗМУФТОВОГО ВМИКАННЯ

Відповідно до запропонованого способу вмикання створені різноманітні конструктивні схеми БСВ, які відрізняються конструкцією фіксатора, його розміщенням та типом привода. Першою була запропонована конструкція механічного преса, безмуфтова система якого має поворотну кришку шатуна [9].

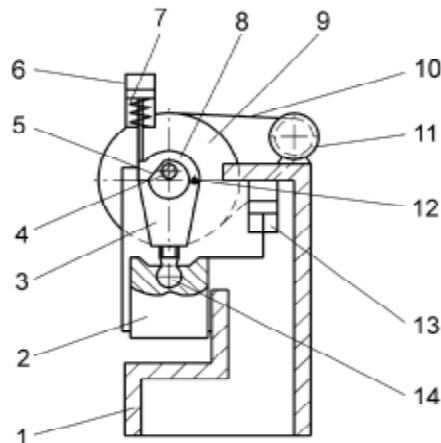


Рисунок 2 – Загальний вигляд механічного безмуфтового преса з поворотною кришкою шатуна

Прес (рис. 2) складається зі станини 1, на якій встановлено електродвигун 11, сполучений клинопасовою передачею 10 з маховиком 9. Останній жорстко з'єднано з вихідним кінцем кривошипного вала 4, на шатунній шийці якого розміщено ексцентрикову втулку зі скосом 5 на її зовнішній циліндричній поверхні. Внутрішня поверхня кришки 8 шатуна має виступ з плоскою поверхнею, яка сполучена з поверхнею скосу 5. Другим кінцем кришка 8 шарнірно сполучена віссю 12 з тілом шатуна 3. Згори на шатуні 3 прикріплено пневматичний циліндр 6, який шарнірно з'єднано штоком з вільним кінцем поворотної кришки 8. У штоковій порожнині циліндра 6 встановлено пружину стискання 7. Повзун 2 преса розміщено у вертикальних напрямних станини 1, з'єднано з пневматичним урівноважувачем 13 та сполучено з тілом шатуна через регулювальний гвинт 14.

Механічний прес працює наступним чином. Після вмикання електродвигуна 11 крутний момент передається через клинопасову передачу 10 на кривошипний вал 4, який безперервно обертається при роботі двигуна. Коли повзун 2 знаходиться у крайньому верхньому положенні, у поршневу порожнину циліндра 6 подається стиснене повітря. Поршень циліндра через шток повертає вільний кінець кришки 8 навколо осі 12 проти годинникової стрілки і опускає її вниз під час збігу виступу на внутрішній поверхні кришки 8 зі скосом 5 на зовнішній циліндричній поверхні ексцентрикової втулки. При цьому остання стає нерухомою, а обертання кривошипного вала 4 перетворюється кривошипно-шатунним механізмом у поступальне переміщення повзуна 2, який виконує робочий хід та штампування заготовки, закладеної у штамп (на рис. 2 умовно не зображений).

Після повернення повзуна 2 у крайнє верхнє положення стиснене повітря випускається з поршневої порожнини циліндра 6, а попередньо стиснута пружина 7 підіймає поршень вгору, через шток повертає кришку 8 за годинниковою стрілкою і звільняє ексцентрикову втулку. Остання починає вхолосту обертатися разом з кривошипним валом 4, а повзун 2 преса залишається нерухомим і утримується у крайньому верхньому положенні урівноважувачем 13.

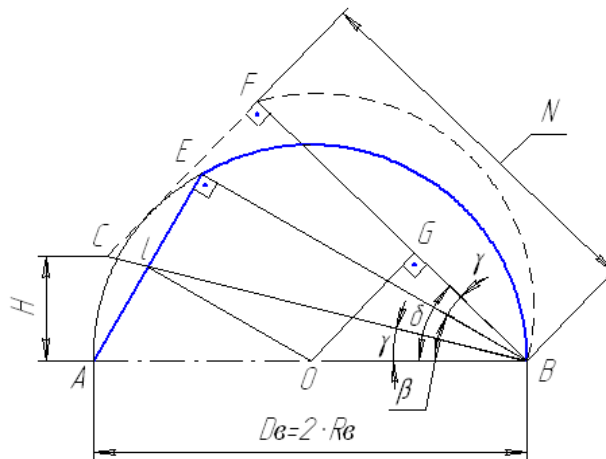


Рисунок 3 – Схема визначення оптимальної висоти підйому кришки шатуна

Цікаво розглянути геометричні параметри механізму вмикання механічного безмуфтового преса (МБП) з поворотною кришкою шатуна. На рисунку 3 суцільною лінією зображено положення кришки шатуна в опущеному стані під час фіксації ексцентрикової втулки, а штриховою лінією – у піднятому стані при звільненні ексцентрикової втулки від

фіксації. Кут повороту  $\gamma$  кришки шатуна повинен бути достатнім для холостого провертання звільненої втулки разом з кривошипом при нерухомому повзуні преса. Потрібна висота підйому кришки шатуна визначається з трикутника ABC:

$$H = AB \cdot \sin \gamma = D_e \cdot \sin \gamma ,$$

де  $D_e$  – діаметр зовнішньої циліндричної поверхні ексцентрикової втулки;  $\gamma$  – кут повороту кришки шатуна, при якому вона повністю звільняє ексцентрикову втулку:

$$\gamma = \delta - \beta.$$

Кут  $\delta$  знаходиться з трикутника BGO:

$$\delta = \arccos\left(\frac{2 \cdot N - D_e}{D_e}\right),$$

а відстань  $N$  та довжина лиски  $l$  на циліндричній поверхні ексцентрикової втулки – з трикутника ABE:

$$N = D_e \cdot \cos \beta; \quad l = D_e \cdot \sin \beta.$$

Тоді кут

$$\gamma = \arccos\left(\frac{2 \cdot D_e \cdot \cos \beta - D_e}{D_e}\right) - \beta = \arccos(2 \cdot \cos \beta - 1) - \beta ,$$

а висота підйому кришки знаходиться за формулою

$$H = D_e \cdot \sin [\arccos(2 \cdot \cos \beta - 1) - \beta ]$$

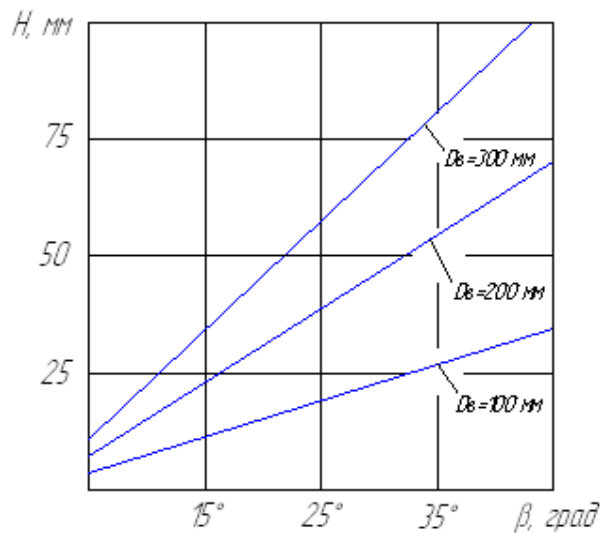


Рисунок 4 – Залежність висоти підйому кришки шатуна від діаметра ексцентрикової втулки  $D_e$  та кута  $\beta$

На таку величину слід регулювати підйом кришки шатуна при налагодженні механічного безмуфтового преса. На рисунку 4 наведено залежність висоти  $H$  підйому кришки шатуна від діаметра  $D_B$  зовнішньої циліндричної поверхні ексцентрикової втулки та кута  $\alpha$ , що характеризує довжину лиски на зовнішній поверхні втулки. Аналіз отриманих даних показав лінійну залежність висоти підйому кришки від розмірів ексцентрикової втулки і величини лиски на її поверхні. Це дозволяє залишати висоту  $H$  підйому кришки шатуна незмінною при збільшенні діаметра  $D_B$  втулки шляхом зменшення відповідно кута  $\alpha$  та довжини лиски (після перевірки останньої на контактну міцність). Постійна висота підйому дає можливість встановлювати для приводу поворотної кришки шатуна короткоходові пневматичні циліндри однакового розміру.

Проведений геометричний аналіз БСВ механічного преса з поворотною кришкою шатуна дозволяє за допомогою побудованих графіків підбирати оптимальні параметри механізму вмикання штампувального обладнання різного номінального зусилля й технологічного призначення. Запропоновані математичні залежності для визначення висоти підйому та кута повороту кришки шатуна можуть бути використані при модернізації застарілого штампувального обладнання або для налагодження нових безмуфтових кривошипних машин.

На жаль, описаний механічний прес має суттєві недоліки, а саме, підвищену металоємність кришки шатуна зі спеціальним приливком під шток пневматичного циліндра та складність конструкції БСВ, оскільки поворотна кришка шатуна має шарнірне з'єднання з тілом шатуна. Останнє вимагає постійного змащення і швидко зношується при частих вмиканнях – вимиканнях преса та значних зусиллях штампування, прикладених до шатуна.

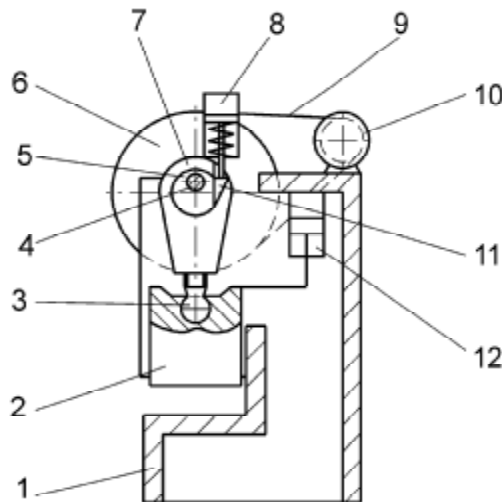


Рисунок 5 – Загальний вигляд МБП з клиновим фіксатором

Для вдосконалення БСВ розроблено конструкцію клинового механізму вмикання преса на робочий хід [10], яка має аналогічний до попереднього механізму принцип дії. Механічний безмуфтовий прес з удосконаленою клиновою системою вмикання (рис. 5) вміщує станину 1, у підшипникових опорах якої розміщено кривошипний вал 4, а в напрямних – повзун 2. На шатунній шийці вала 4 змонтовано з можливістю повороту ексцентрикову втулку 5 зі скосом. Згори на шатуні 7 закріплено пневматичний циліндр 8, у штоковій порожнині якого

розміщено пружину стискання, а його поршень через шток з'єднано з рухомим клиновим фіксатором 11. Останній знаходиться всередині клиноподібної щілини, виконаної у великій головці шатуна 7, який сполучено з повзуном 2 регулювальним гвинтом 3. Відмінність удосконаленого преса полягає в суцільному виконанні кришки з тілом шатуна, що спрощує конструкцію і підвищує її надійність та довговічність.

Кривошипний вал 4, жорстко з'єднаний з маховиком 6, постійно приводиться в обертання електродвигуном 10 через клинопасову передачу 9. Після подачі стисненого повітря у поршневу порожнину циліндра 8 його поршень через шток переміщує клиновий фіксатор 11 вниз та заклинює ексцентрикову втулку 5. Повзун 2 здійснює робочий хід і підіймається у крайнє верхнє положення. Після випускання повітря з поршневої порожнини 8 пружина стискання в його штоковій порожнині підіймає клиновий фіксатор 11 вгору так, щоб він не перешкодив провороту ексцентрикової втулки 5. Остання починає обертатися разом з кривошипним валом 4 та компенсує його проворот, а повзун 2 преса залишається нерухомим і утримується у верхньому положенні за допомогою пневматичного урівноважувача 12.

В описаному безмуфтовому механізмі вмикання клиновий фіксатор, розміщений у тангенціальному напрямку до зовнішньої поверхні ексцентрикової втулки, може бути встановлений скосом до лиски на боковій поверхні втулки або до тіла шатуна. Силовий та геометричний аналіз такого клинового механізму дає можливість вибрати найкращий варіант розміщення клинового фіксатора у великій головці шатуна.

Для силового аналізу розглядається рівновага клина 1 зі скосом, спрямованим у бік ексцентрикової втулки 2 і розміщеного справа від кривошипа 3 при обертанні останнього за годинниковою стрілкою (рис. 6а). При вмиканні робочого ходу повзуна на клин діє сила  $Q$ , наприклад, з боку пневмопривода, яка спрямована вниз.

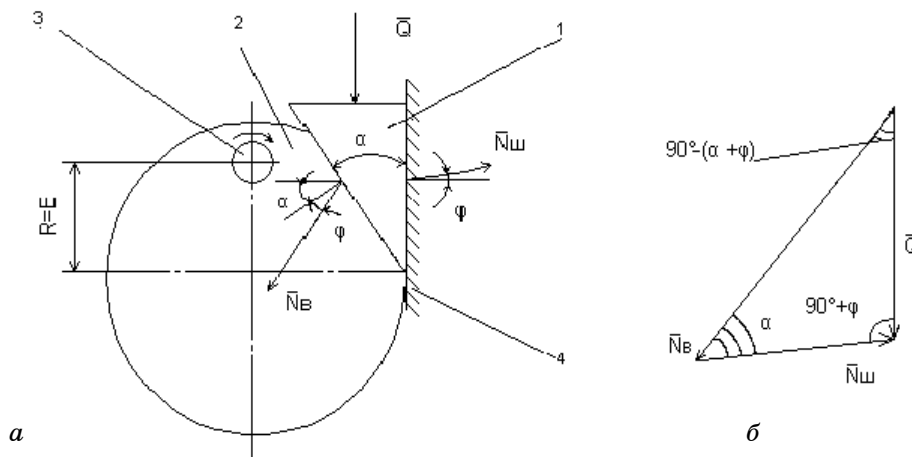


Рисунок 6 – Розрахункова схема та план сил, що діють у клиновому механізмі при вмиканні робочого ходу повзуна

Між клином 1 та стінкою шатуна 4 виникає сила нормального тиску  $N_{ш}$ , відхилена від нормалі до поверхні контакту на кут тертя  $\varphi$  у напрямку, протилежному відносному руху клина [11], а між клином 1 та лискою втулки 2 – сила  $N_B$ . Векторна сума усіх сил повинна дорівнювати нулю:

$$\bar{Q} + \bar{N}_{ш} + \bar{N}_B = 0 .$$

На рис. 1 б показано план цих сил. За теоремою синусів з трикутника сил маємо

$$\frac{Q}{\sin \alpha} = \frac{N_{\text{ш}}}{\sin [90^\circ - (\alpha + \varphi)]} = \frac{N_{\text{в}}}{\sin (90^\circ + \varphi)},$$

де  $\alpha$  - кут нахилу скосу клина;  $\varphi$  - кут тертя, що дорівнює [12]:

$$\varphi = \arctg f,$$

де  $f$  - коефіцієнт тертя між контактними поверхнями клина, стінки шатуна та лиски ексцентрикової втулки.

Звідси сила тиску клина 1 на стінку шатуна 4 дорівнює

$$N_{\text{ш}} = Q \cdot \frac{\cos (\alpha + \varphi)}{\sin \alpha},$$

а сила тиску клина 1 на лиску ексцентрикової втулки 2 -

$$N_{\text{в}} = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha}.$$

Наприклад, при недостатньому змащенні коефіцієнт тертя між сталевим клином з кутом нахилу скосу  $\alpha=30^\circ$ , чавунним шатуном і бронзовою втулкою становить  $f = 0,1$ , а кут тертя становить

$$\varphi = \arctg 0,1 = 5,71^\circ = 5^\circ 42' 36''.$$

Тоді при величині сили, що діє на клин,  $Q = 5000 \text{ Н}$  сили нормального тиску на шатун  $N_{\text{ш}}$  та ексцентрикову втулку  $N_{\text{в}}$  дорівнюють

$$N_{\text{ш}} = 5000 \cdot \frac{\cos(30^\circ + 5,71^\circ)}{\sin 30^\circ} = 8120 \text{ Н}; N_{\text{в}} = 5000 \cdot \frac{\cos 5,71^\circ}{\sin 30^\circ} = 9950 \text{ Н}.$$

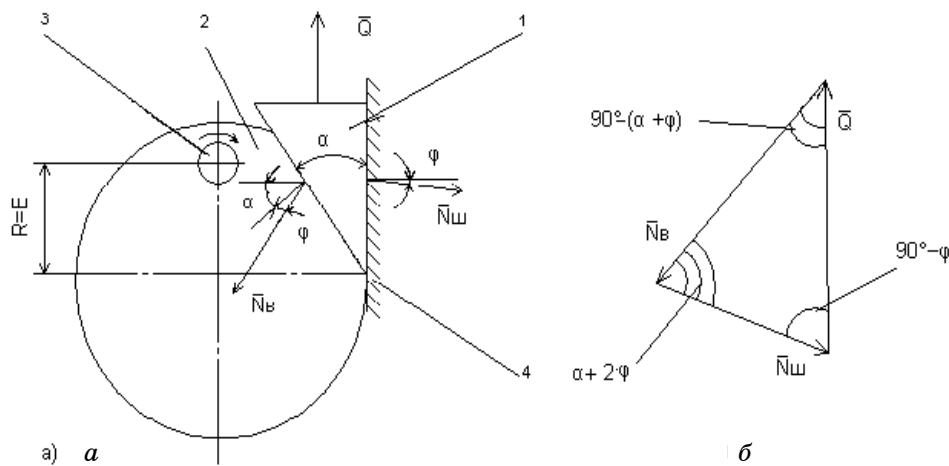


Рисунок 7 – Розрахункова схема та план сил, що діють у клиновому механізмі при вимиканні робочого ходу повзуна

При вимиканні робочого ходу (рис 7) й аналогічних умовах роботи



сили тиску клина на шатун та втулку зменшуються:

$$N_{ш} = Q \cdot \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\sin(\alpha + 2\varphi)} = 5000 \cdot \frac{\cos(30^\circ + 5,71^\circ)}{\sin(30^\circ + 2 \cdot 5,71^\circ)} = 6136 \text{ Н};$$

$$N_B = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin(\alpha + 2\varphi)} = 5000 \cdot \frac{\cos 5,71^\circ}{\sin(30^\circ + 2 \cdot 5,71^\circ)} = 7520 \text{ Н}.$$

Таблиця 1 – Аналітичні залежності між силами в клиновому механізмі при розміщенні клина справа від кривошипа

Напрямок обертання кривошипа	Сили при вмиканні робочого ходу		Сили при вимиканні робочого ходу	
	Аналітична залежність	Величина, Н	Аналітична залежність	Величина, Н
	Скіс клина спрямовано до ексцентрикової втулки			
За годинниковою стрілкою	$N_{ш} = Q \cdot \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\sin \alpha}$	8120	$N_{ш} = Q \cdot \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\sin(\alpha + 2\varphi)}$	6135
	$N_B = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha}$	9950	$N_B = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin(\alpha + 2\varphi)}$	7520
Проти годинникової стрілки	$N_{ш} = Q \cdot \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\sin(\alpha - 2\varphi)}$	14305	$N_{ш} = Q \cdot \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\sin \alpha}$	9115
	$N_B = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin(\alpha - 2\varphi)}$	15615	$N_B = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha}$	9950
За годинниковою стрілкою	Скіс клина спрямовано до шатуна			
	$N_{ш} = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha}$	9950	$N_{ш} = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin(\alpha + 2\varphi)}$	7520
	$N_B = Q \cdot \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\sin \alpha}$	9115	$N_B = Q \cdot \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\sin(\alpha + 2\varphi)}$	6135
Проти годинникової стрілки	$N_{ш} = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin(\alpha - 2\varphi)}$	15615	$N_{ш} = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha}$	9950
	$N_B = Q \cdot \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\sin(\alpha - 2\varphi)}$	14305	$N_B = Q \cdot \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\sin \alpha}$	8120

Аналогічний силовий аналіз було виконано для клинового безмуфтового механізму, в якому скіс клина спрямований у бік стінки шатуна, при різних напрямках обертання кривошипа – як за годинниковою, так і проти годинникової стрілки. Результати виконаного аналізу при розміщенні клина справа від кривошипа наведено в таблиці 1, а зліва від кривошипа – в таблиці 2. Встановлено, що величина кута нахилу скосу клина повинна бути більшою за подвоєну величину кута

тертя  $\alpha > 2\varphi$ , оскільки у протилежному випадку можливе заклинення клинового механізму вмикання, коли сили  $N_u$  та  $N_B$  зростають до нескінченності. При збільшенні кута  $\alpha$  нахилу скосу клина зменшується навантаження на деталі клинової системи вмикання, що збільшує надійність її роботи та довговічність складових частин.

Таблиця 2 – Аналітичні залежності між силами у клиновому механізмі при розміщенні клина зліва від кривошипа

Напрямок обертання кривошипа	Сили при вмиканні робочого ходу		Сили при вимиканні робочого ходу	
	Аналітична залежність	Величина, Н	Аналітична залежність	Величина, Н
	Скіс клина спрямовано до ексцентрикової втулки			
За годинниковою стрілкою	$N_u = Q \cdot \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\sin(\alpha - 2\varphi)}$	14305	$N_u = Q \cdot \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\sin \alpha}$	9115
	$N_B = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin(\alpha - 2\varphi)}$	15615	$N_B = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha}$	9950
Проти годинникової стрілки	$N_u = Q \cdot \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\sin \alpha}$	8120	$N_u = Q \cdot \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\sin(\alpha + 2\varphi)}$	6135
	$N_B = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha}$	9950	$N_B = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin(\alpha + 2\varphi)}$	7520
За годинниковою стрілкою	Скіс клина спрямовано до шатуна			
	$N_u = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin(\alpha - 2\varphi)}$	15615	$N_u = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha}$	9950
	$N_B = Q \cdot \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\sin(\alpha - 2\varphi)}$	14305	$N_B = Q \cdot \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\sin \alpha}$	8120
Проти годинникової стрілки	$N_u = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha}$	9950	$N_u = Q \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin(\alpha + 2\varphi)}$	7520
	$N_B = Q \cdot \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\sin \alpha}$	9115	$N_B = Q \cdot \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\sin(\alpha + 2\varphi)}$	6135

На рисунку 8 зображено залежність відносних зусиль у механізмі від кута  $\alpha$  клина для БСВ, у якій клин зі скосом, спрямованим до ексцентрикової втулки, розміщено справа від кривошипа, що обертається за годинниковою стрілкою.

Результати силового аналізу дозволяють зробити такі висновки:

1) найменше навантаження на деталі клинового механізму мають схеми розміщення клина, скіс якого спрямовано до ексцентрикової втулки, справа від кривошипа, що обертається за годинниковою стрілкою, або зліва від кривошипа, що обертається проти годинникової

стрілки. При цьому навантаження на втулку  $N_B$  перевищує навантаження на стінку шатуна  $N_{ш}$  приблизно в 1,2 раза;

2) коли скіс клина спрямовано до шатуна, навантаження на деталі БСВ більше, але при вмиканні робочого ходу повзуна шатун та ексцентрикова втулка навантажені більш рівномірно;

3) у всіх проаналізованих схемах зусилля, які виникають у клиновому механізмі при вмиканні робочого ходу повзуна, менші, ніж при вмиканні робочого ходу, що дозволяє терміново зупинити кривошипну машину в аварійних ситуаціях.

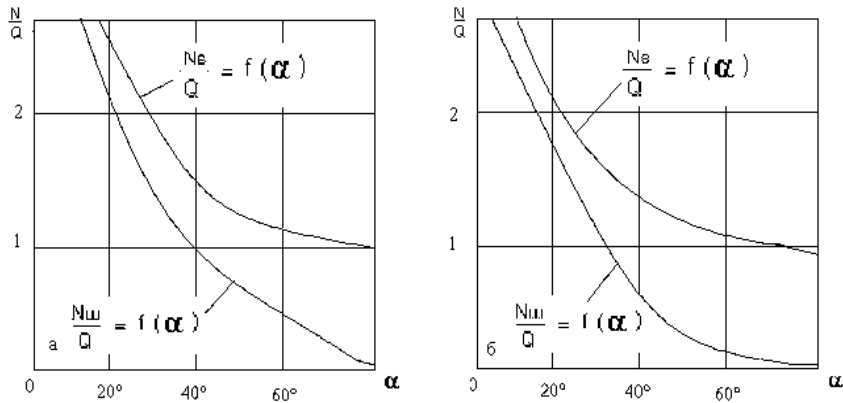


Рисунок 8 – Залежність відносних зусиль, що діють на шатун  $N_{ш}/Q$  і на ексцентрикову втулку  $N_B/Q$ , від кута клина  $\alpha$  при вмиканні (а) та при вимиканні (б) робочого ходу повзуна преса

При геометричному аналізі клинового механізму вмикання поставлено задачу визначити величину переміщення клина від положення фіксації ексцентрикової втулки в нерухомому стані до положення звільнення її від фіксації.

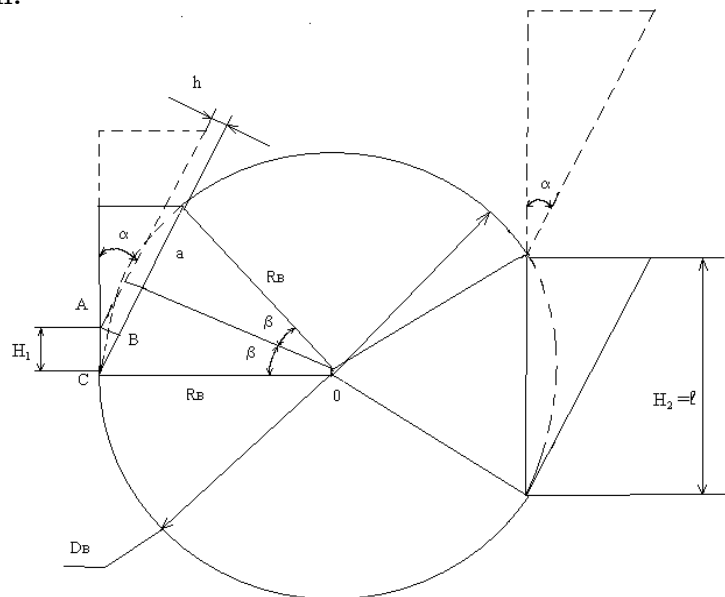


Рисунок 9 – Схема переміщень клина для звільнення ексцентрикової втулки від фіксації

На рисунку 9 показано два варіанти розміщення клина: коли скіс спрямовано до ексцентрикової втулки (зліва) і коли скіс спрямовано до шатуна (справа). У першому випадку потрібна величина ходу  $H_1$  клина знаходиться з трикутника ABC:

$$H_1 = AC = \frac{AB}{\sin \alpha} = \frac{h}{\sin \alpha},$$

де  $h$  – висота сегмента знятого металу при виготовленні лиски на циліндричній поверхні ексцентрикової втулки:

$$h = R_B \cdot (1 - \cos \beta),$$

де  $R_B$  – радіус зовнішньої циліндричної поверхні ексцентрикової втулки;  $\beta$  – кут, утворений радіусом  $R_B$ , проведеним до початку лиски, і перпендикуляром до середини лиски;  $l$  – довжина лиски, достатньої для фіксації втулки від провороту:

$$l = 2 \cdot a = 2 \cdot R_B \cdot \sin \beta$$

Величина ходу  $H_2$  клина зі скосом, спрямованим до шатуна, повинна бути не меншою за довжину лиски:  $H_2 \geq l$  (див. рис. 9). Тоді співвідношення між величинами ходів  $H_2$  та  $H_1$  має вигляд:

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{2 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta}{1 - \cos \beta}.$$

Наприклад, при оптимальному значенні кутів  $\alpha=30^\circ$  і  $\beta=30^\circ$  це співвідношення дорівнює

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{2 \cdot \sin 30^\circ \cdot \sin 30^\circ}{1 - \cos 30^\circ} = 3,73.$$

Результати геометричного аналізу доводять, що переміщення клина зі скосом, спрямованим до ексцентрикової втулки, є значно меншим. Це дозволяє рекомендувати для його приводу короткоходовий силовий пристрій, наприклад, пневматичний циліндр діафрагменного (мембранного) типу.

Теоретичний аналіз показав, що тип клинового механізму вмикання і розміщення клина стосовно ексцентрикової втулки та шатуна мають суттєве значення для створення оптимальних умов роботи штампувального обладнання. При виборі схеми клинового механізму БСВ необхідно орієнтуватися на технологічне призначення обладнання. Для універсальних кривошипних машин невеликого зусилля слід використовувати механізм з клином, скіс якого спрямовано до ексцентрикової втулки, що забезпечує мінімальні навантаження на деталі системи вмикання. Для спеціалізованих кривошипних машин великого зусилля раціонально застосовувати механізм вмикання з клином, скіс якого спрямовано до тіла шатуна, що дозволяє отримати більш рівномірне навантаження на деталі механізму. У всіх випадках розміщення клина стосовно кривошипа повинно відповідати напрямку обертання головного вала кривошипного обладнання.

Описана клинова БСВ має просту конструкцію, але характеризується значною матеріалоемністю та можливістю заклинення у нижньому положенні клинового фіксатора. Крім того, надійність роботи такої системи вмикання залежить від розміщення клина та напрямку його скосу в бік ексцентрикової втулки чи шатуна.

Тому розроблено нову конструкцію механічного безмуфтового преса з

циліндричним фіксатором, розміщеним всередині ексцентрикової втулки [13].

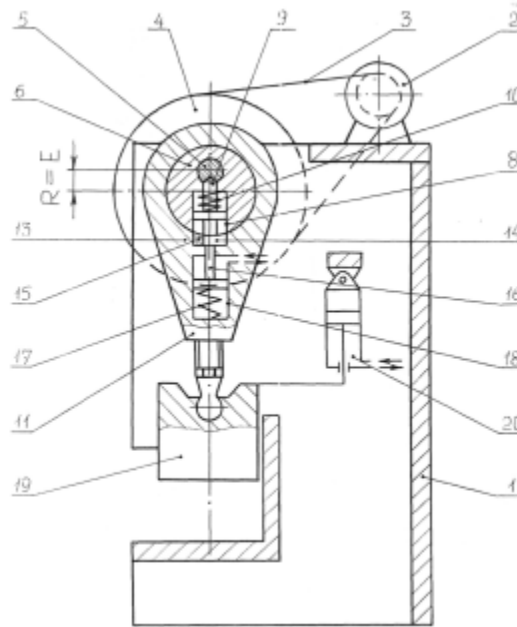


Рисунок 10 – Загальний вигляд кривошипного безмуфтового преса з циліндричним фіксатором

Такий прес складається зі станини 1, на якій встановлено електродвигун 2, зв'язаний клинопасовою передачею 3 з маховиком 4 (рис. 10). Маховик жорстко з'єднано з кривошипним валом 5, який змонтовано у підшипникових опорах станини 1. На шатунній шийці кривошипного вала 5 розміщено ексцентрикову втулку 6, ексцентриситет  $E$  якої дорівнює радіусу  $R$  кривошипа. В тілі ексцентрикової втулки розміщено радіальний отвір, співвісно якому виконано внутрішню порожнину 8. У радіальному отворі вставлено з можливістю переміщення, наприклад по ковзній посадці, рухомий фіксатор 9 циліндричної форми, що має фланець, а в порожнині 8 розміщено першу циліндричну пружину стискання 10 невеликої жорсткості, яка знаходиться у контакті з фланцем рухомого фіксатора. Останній має торець конічної форми, повернений до кривошипного вала, а протилежний торець, повернений до великої головки шатуна 11, виконано заокругленим по радіусу, що дорівнює радіусу зовнішньої поверхні ексцентрикової втулки  $D_B/2$ . На циліндричній поверхні шатунної шийки кривошипного вала 5 напроти фіксатора 9 виконано лунку конічної форми, яка відповідає формі західної частини рухомого фіксатора. На шатуні 11 розміщено нерухомий 13 та рухомий 14 упори. Для пом'якшення ударів кінця висунутого рухомого фіксатора 9 по нерухомому упору 13 на ньому встановлено пружний елемент – амортизатор 15, наприклад, у вигляді пружини, шару гуми, поліуретану, спеціальної пластмаси тощо. Рухомий упор 14, встановлений з можливістю вертикального переміщення, має призматичну форму з увігнутою опорною поверхнею, радіус якої дорівнює радіусу зовнішньої поверхні ексцентрикової втулки. Він з'єднаний штоком 16 з привідним циліндром 18 та з другою потужною циліндричною пружиною стискання 17, жорсткість якої перевищує жорсткість першої пружини 10. Повзун 19 розміщено у вертикальних напрямних станини 1 і з'єднано з кривошипним валом 5 через шатун 11, а також з урівноважувачем 20

повзуна. Згідно з іншим варіантом безмуфтової системи вмикання описаного МБП в рухомому фіксаторі виконано осьовий отвір, в якому може бути розміщено кульку-фіксатор, пружину стискання й регульовальний гвинт, призначений для опори пружини і регулювання величини її стиснення.

Для вмикання робочого ходу преса підводиться стиснене повітря у штокову порожнину силового циліндра 18. Це приводить до опускання поршня й рухомого упора 14 вниз та стискання потужної пружини 17. При обертанні ексцентрикової втулки 6 разом з рухомим фіксатором 9 останній доходить до місця, де опустився упор 14, і під дією пружини 10 рухається вниз. Оскільки ширина рухомого упора 14 більша за діаметр фіксатора 9, то його нижній кінець встигає опуститися до рівня нерухомого упора 13 на шатуні преса, упирається в пружний елемент-амортизатор і зупиняється. Вся енергія удару сприймається й гаситься пружним елементом 15.

Разом з рухомим фіксатором 9 зупиняється ексцентрикова втулка 6, а кривошипний вал 5 продовжує обертатися і рухає повзун 19 униз та підіймає вгору. Одночасно зі зворотно-поступальним рухом повзуна 19 відбувається переміщення поршня-урівноважувача 20.

Після вимикання силового циліндра 18 або при аварійному припиненні підведення стисненого повітря після пошкодження пневмопривода потужна пружина 17 долає опір слабкої пружини 10, жорсткість якої менша, і підіймає рухомий упор 14 разом з фіксатором 9 вгору. При цьому західний кінець рухомого фіксатора 9 заходить в лунку кривошипного вала. Вони знову починають вхолосту обертатися разом, а повзун 19 зупиняється в крайньому верхньому положенні, в якому утримується урівноважувачем 20.

При виконанні всередині рухомого фіксатора 9 осьового отвору з підпружиненою кулькою кривошипний безмуфтовий прес працює аналогічно. За відсутності подачі стисненого повітря в силовий циліндр 18 ексцентрикова втулка 6 автоматично з'єднується з кривошипним валом 5 за допомогою кульки-фіксатора, що виштовхується з осьового отвору невеликою пружиною і потрапляє в лунку на шатунній шийці вала 5. Кривошипний вал й ексцентрикова втулка вхолосту обертаються разом при нерухомому повзуні.

Після підведення стисненого повітря у штокову порожнину силового циліндра 18 поршень стискає пружину 17 і через шток 16 переміщує рухомий упор 14 вниз. При опусканні рухомого фіксатора 9 під дією пружини 10, яка має жорсткість, більшу, ніж невелика пружина кульки-фіксатора, остання відходить від лунки на поверхні кривошипного вала і роз'єднує вал з ексцентриковою втулкою. Останній варіант виконання безмуфтової системи вмикання з пересувною підпружиненою кулькою – фіксатором дозволяє компенсувати неточності виготовлення й пружну деформацію деталей системи вмикання, а також „вібрати” усі зазори в радіальному напрямку за рахунок щільного притискання підпружиненої кульки до поверхні лунки кривошипного вала при їх холостому обертанні разом. Під час робочого ходу преса відведення підпружиненої кульки від кривошипного вала дозволяє уберігати опорну поверхню лунки вала від ударів, а пружину кульки – від зношення під дією багаторазових знакозмінних циклічних навантажень.

Але радіальний отвір всередині ексцентрикової втулки, потрібний для розміщення циліндричного фіксатора, значно зменшує її міцність. Тому запропоновано інші конструкції механізмів для відведення підпружиненої кульки-фіксатора від лунки кривошипного вала під час робочого ходу повзуна преса. Наприклад [14], у великій головці шатуна 7 виконано порожнину 8, в якій встановлено з можливістю вертикального

переміщення однобічний клин 9 (рис. 11). Означений клин похилою частиною (скосом) повернено до ексцентрикової втулки 6, на боковій циліндричній поверхні якої знято лиску, а вертикальною площиною він упирається у вертикальну стінку порожнини 8, вибраної в шатуні 7. Клиновий упор 9 з'єднано штоком з силовим циліндром 12, в штоковій порожнині якого розміщено потужну пружину стискування 13. В тілі ексцентрикової втулки 6 виконано радіальний отвір, в якому встановлено рухомий фіксатор 16, виконаний у вигляді кульки, пружину стискування 17 та регулювальний гвинт 18. Цю кульку-фіксатор 16 розміщено в рухомій обоймі 19, яка може бути виконаною конічної або циліндричної форми, на зовнішній боковій поверхні якої виконано скіс під кутом  $30^\circ - 45^\circ$  до поздовжньої осі обойми. На циліндричній поверхні шатунної шийки кривошипного вала 5 напроти фіксатора 16 розміщено лунку 20 конічної, сферичної або іншої форми, що відповідає формі західної частини фіксатора.

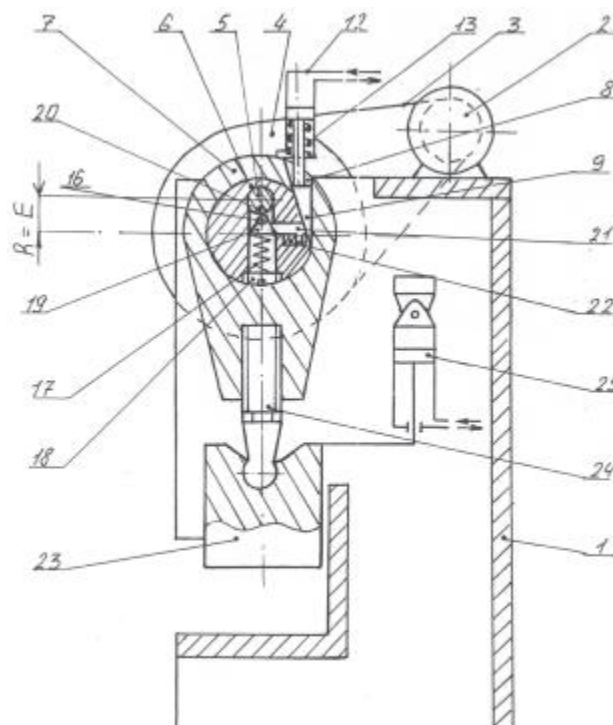


Рисунок 11 – Схема механічного преса з відведенням підпружиненої кульки-фіксатора клином через штовахач

Крім того, в тілі ексцентрикової втулки 6 виконано другий отвір у поперечному напрямку до першого радіального отвору, розміщений на рівні обойми 19. У поперечному отворі вставлено з можливістю переміщення, наприклад по ковзній посадці, штовахач 21 призматичної чи циліндричної форми, який має виступ або фланець, розміщений в контакті з пружиною стискування 22, жорсткість якої менша за жорсткість пружини 17. У свою чергу, жорсткість пружини 17 менша за жорсткість пружини 13. Штовхач 21 має похилий торець, обернений до центра ексцентрикової втулки 6, що знаходиться в постійному контакті зі скосом обойми 19. Тому кут нахилу цього торця штовхача дорівнює куту нахилу зовнішньої поверхні обойми конічної форми або куту нахилу скосу на зовнішній поверхні обойми циліндричної чи призматичної

форми і становить  $30^{\circ}$ -  $45^{\circ}$ . Другий торець штовхача 21, обернений до клинового упора 9, має кут нахилу, що дорівнює куту нахилу останнього, або виконується сферичної форми. На виступаючу частину штовхача 21 діє пружина 22 в бік, протилежний від обойми 19 фіксатора, у напрямку до опорної похилої поверхні клинового упора 9. При цьому повзун 23 розташовано у вертикальних напрямних станини 1 і з'єднано з тілом шатуна 7 через регулювальний гвинт 24, а також з урівноважувачем 25.

Механізм відведення кульки-фіксатора діє так. Після підведення стисненого повітря в поршневу порожнину силового циліндра 12 поршень стискає пружину 13 і разом з клиновим упором 9 рухається униз. Останній входить в щільний контакт з лискою, виконаною на ексцентриковій втулці 6, і гальмує її до повного зупинення. Одночасно клиновий упор 9 натискає своїм скосом на правий торець штовхача 21, стискає пружину 22 та пересуває штовхач вліво до центра ексцентрикової втулки. При цьому штовхач лівим своїм торцем діє на конічну поверхню або скіс обойми 19 і примушує її опускатися вниз разом з кулькою-фіксатором 16 за рахунок стиснення пружини 17. Кулька-фіксатор виходить з контакту з лункою 20 і залишається в такому стані увесь час, поки клин 9 знаходиться у нижньому положенні. Кривошипний вал 5 продовжує обертатися, а повзун 23 здійснює поступальний рух униз, виконує технологічну операцію штампування і підіймається вгору.

При роботі в автоматичному режимі кривошипний вал 5 безперервно обертається і не має контакту з підпружиненим фіксатором, який опущений штовхачем 21 униз. Завдяки цьому відсутній шум у вигляді „торохтіння” підпружиненого фіксатора, не зношуються контактні поверхні вала, лунки й кульки-фіксатора та збільшується довговічність пружини 17.

Після вимкання силового циліндра 12 або при аварійному припиненні підведення енергоносія клиновий упор 9 під дією пружини 13 переміщується вгору і звільняє ексцентрикову втулку 6. Штовхач 21 під дією пружини 22 відходить від обойми 19, яка разом з кулькою-фіксатором 16 під тиском пружини 17 підіймається вгору та заходить в лунку 20. З'єднані підпружиненим фіксатором ексцентрикова втулка 6 й кривошипний вал 5 починають вхолосту обертатися разом, а повзун 23 зупиняється у крайньому верхньому положенні.

Недоліками наведеного механізму є складність конструкції пристрою відведення рухомої кульки-фіксатора від кривошипного вала та ненадійність його роботи, оскільки рухомі елементи – клиновий упор, підпружинений штовхач та обойма зі скосом – переміщуються у взаємно перпендикулярних напрямках, можуть при перекосі заклинювати, зупинятися й не відводити фіксатор. Крім того, мають місце значні втрати енергії на тертя між скосом клинового упора та правим торцем рухомого штовхача, а також між лівим торцем штовхача та похилим скосом обойми, що може приводити до нагрівання описаної системи вмкання.

Для усунення перелічених недоліків розроблено конструкцію механічного безмуфтового преса зі спрощеним механізмом відведення підпружиненої кульки-фіксатора [15]. У такій БСВ (рис.12) кульку-фіксатор 13 розміщено з можливістю провороту у верхній частині рухомої порожнистої обойми 16 циліндричної форми, всередині якої встановлено пружину 14 стискання. До бокової поверхні обойми 16 прикріплено упорний важіль 17, довжина якого дорівнює відстані до кінця клинового упора 7. Важіль 17 вставлено з можливістю переміщення у вертикальному напрямку в подовженому отворі 18, виконаному в тілі ексцентрикової втулки 5 перпендикулярно до радіального отвору 12. На циліндричній поверхні шатунної шийки кривошипного вала 4 напроти кульки-фіксатора 13 розміщено лунку



конічної, сферичної або іншої форми, що відповідає формі західної частини фіксатора. Повзун 20 розміщено у вертикальних напрямних станини 1 і з'єднано з тілом шатуна 6 через регулювальний гвинт 21, а також із урівноважувачем 22 повзуна.

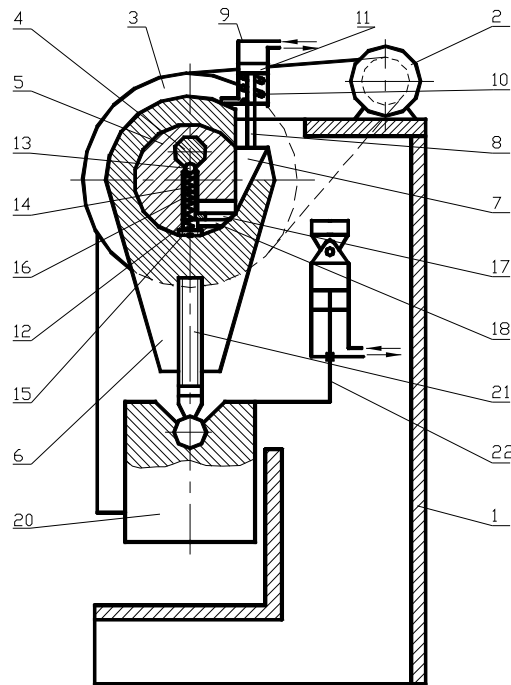


Рисунок 12 – Загальний вигляд МБП з відведенням підпружиненої кульки-фіксатора безпосередньо клином

Такий механізм відведення підпружиненої кульки-фіксатора працює наступним чином. Після підведення енергоносія у поршневу порожнину силового циліндра 9 поршень 11 стискає потужну пружину 10 стиснення і разом зі штоком 8 та клиновим упором 7 рухається вниз. Клиновий упор 7 входить в щільний контакт з лискою, виконаною на ексцентриковій втулці 5 і гальмує останню до її повного зупинення. Одночасно клиновий упор 7 натискає своєю нижньою частиною на виступаючий кінець упорного важеля 17 і опускає його разом з рухомою обоймою 16 та кулькою-фіксатором 13 за рахунок стиснення пружини 14. Кулька-фіксатор 13 виходить із контакту з лункою на поверхні кривошипної і залишається в такому стані увесь час, поки клиновий упор 7 знаходиться в нижньому положенні. Кривошипний вал 4 продовжує обертатися, нерухома ексцентрикова втулка 5 виконує роль підшипника ковзання, а повзун 20 здійснює поступальний рух вниз, виконує технологічну операцію штампування і підіймається вгору. При роботі в автоматичному режимі кривошипний вал 4 безперервно обертається і не має контакту з підпружиненою кулькою-фіксатором 13, який опущено клиновим упором 7 униз.

Після вимкнення силового циліндра 9 або при аварії з джерелом стисненого повітря (компресором) клиновий упор 7 разом зі штоком 8 та поршнем 11 під дією потужної пружини 10 переміщується вгору і звільняє ексцентрикову втулку 5 й кінець упорного важеля 17. Звільнена кулька-фіксатор 13 під тиском пружини 14 підіймається вгору та заходить в лунку на кривошипному валі. З'єднані підпружиненою

кулькою-фіксатором 13 ексцентрикова втулка 5 й кривошипний вал 4 починають вхолосту обертатися разом, а повзун 20 зупиняється у крайньому верхньому положенні.

Наведені конструкції пристроїв забезпечують відведення підпружиненої кульки-фіксатора від кривошипного вала, що постійно обертається, під час робочого ходу повзуна, але ускладнюють будовою механічного безмуфтового преса.

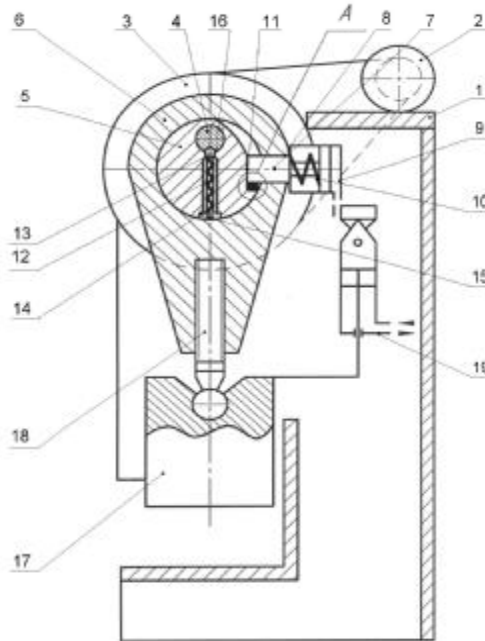


Рисунок 13 – Схема безмуфтового кривошипного преса з поперечним фіксатором

Цікавою виявилася конструкція МБП з поперечним фіксатором [16]. Як і вищеописані преси, він складається зі станини 1, електродвигуна 2, маховика 3, жорстко з'єднаного з кривошипним валом 4, де розміщено ексцентрикову втулку 5 (рис.13). Але на відміну від попередніх конструкцій, у великій головці шатуна 6 виконано в радіальному напрямку поперечний отвір 7 круглої, квадратної, прямокутної чи іншої форми, в якому з можливістю переміщення, наприклад по ковзній посадці, встановлено рухомий упор 8. Рухомий упор може бути виконаним у вигляді одностороннього чи двобічного клина або призматичного тіла з круглим, квадратним, прямокутним поперечним перерізом тощо. Збоку, на великій головці шатуна 6, закріплено силовий, наприклад пневматичний або гідравлічний, короткоходовий циліндр 9, шток якого з'єднаний з рухомих упором 8, а у штоковій порожнині встановлено потужну пружину стискання 10. На зовнішній циліндричній поверхні ексцентрикової втулки 5 виконано заглиблення 11. Для повільного входження кінця рухомого упора 8 у заглиблення 11 останнє виконано у вигляді паза змінної глибини, який поступово заглиблений від зовнішньої циліндричної поверхні ексцентрикової втулки 5 до торця паза, з яким має контакт кінець висунутого рухомого упора. Для пом'якшення ударів рухомого упора 8 в торець паза на ньому встановлено пружний елемент амортизатора, позначений на рис. 13 буквою А. У тілі ексцентрикової втулки розміщено радіальний отвір 12, в якому встановлено фіксатор, наприклад, виконаний у вигляді кульки 13,

невелику пружину стискання 14 та регулювальний гвинт 15. На циліндричній поверхні шипа кривошипного вала 4 напроти фіксатора 13 виконано конічну лунку 16. Повзун 17 розміщено у вертикальних напрямних станини 1 і з'єднано з тілом шатуна 6 через регулювальний гвинт 18, а також з урівноважувачем 19 повзуна.

За відсутності подачі енергоносія у поршневу порожнину силового циліндра 9 його поршень, шток та рухомий упор 8 під дією потужної пружини 10 знаходяться в крайньому правому положенні. Клиновий упор, відведений вбік, не заважає обертатися ексцентриковій втулці 5, яка автоматично з'єднується з кривошипним валом 4 за допомогою кульки-фіксатора 13, що виштовхується з радіального отвору 12 в ексцентриковій втулці пружиною 14 і потрапляє у конічну лунку 16 на шипі вала 4. При сумісному холостому обертанні ексцентрикової втулки 5 разом з кривошипним валом 4 повзун 17 залишається нерухомим і утримується у крайньому верхньому положенні пневматичним урівноважувачем 19.

Після підведення енергоносія у поршневу порожнину силового циліндра 9 його поршень стискає пружину 10 і разом зі штоком та рухомим упором 8 пересувається вліво до центра ексцентрикової втулки 5. При цьому рухомий упор притискається до стінки паза 11, що поступово заглиблюється, ковзає стосовно неї, повільно висувається до моменту контакту з торцем паза, де встановлено пружний елемент – амортизатор, який пом'якшує удар, і гальмує ексцентрикову втулку 5 до повного зупинення. Відбувається робочий хід повзуна преса. У цей час кулька-фіксатор 13 витискається кривошипним валом 4, що продовжує обертатися, із конічної лунки 16 в радіальний отвір 12 ексцентрикової втулки і залишається в "зануреному" стані за рахунок стиснення пружини 14.

Після вимикання силового циліндра 9 або при аварійному припиненні підведення енергоносія рухомий упор 8 разом зі штоком та поршнем під дією потужної пружини 10 переміщається вправо від центра ексцентрикової втулки 5 і звільняє останню. Вона поєднується кулькою-фіксатором 13, що потрапляє під тиском пружини 14 в конічну лунку 16, з кривошипним валом 4 і починає обертатися разом з ним. Прес переходить на холосте обертання привода при нерухомому повзуні.

Такий варіант виконання БСВ дозволяє зменшити її габаритні розміри за рахунок використання короткоходового або малогабаритного мембранного циліндра з пружною діафрагмою і без зворотної пружини, підвищити швидкохідність та надійність роботи наведеного преса завдяки поступовому висуванню рухомого упора ще до моменту зупинення ним ексцентрикової втулки.

Усі вище описані фіксатори мають достатньо складну будову та збільшену матеріалоемність. Перспективним є розроблена в СумДУ конструкція складеного фіксатора мінімальної маси та інерційності [17]. У тілі ексцентрикової втулки 6 такого безмуфтового преса (рис. 14) виконано радіальний отвір 7, в якому встановлено рухомий фіксатор 8, пружний елемент 9 і ковзний упор 10, які щільно стиснуті між собою. Рухомий фіксатор 8 може бути виконаний у вигляді кульки, конуса, піраміди, циліндра невеликої висоти з верхньою частиною сферичної або іншої форми. На циліндричній поверхні шатунної шийки кривошипного вала 5 напроти рухомого фіксатора виконано лунку 11 сферичної, конічної або іншої форми, що відповідає формі західної частини фіксатора 8. На шатуні 12 розміщено нерухомий 13 та рухомий 14 упори. Для пом'якшення ударів висунутого ковзного упора 10 по нерухомому упору 13 на останньому встановлено пружний елемент – амортизатор 15. Рухомий упор 14, встановлений з можливістю вертикального переміщення, має призматичну або циліндричну форму з увігнутою

опорною верхньою поверхнею, радіус якої дорівнює радіусу  $D_B/2$  зовнішньої поверхні ексцентрикової втулки 6.

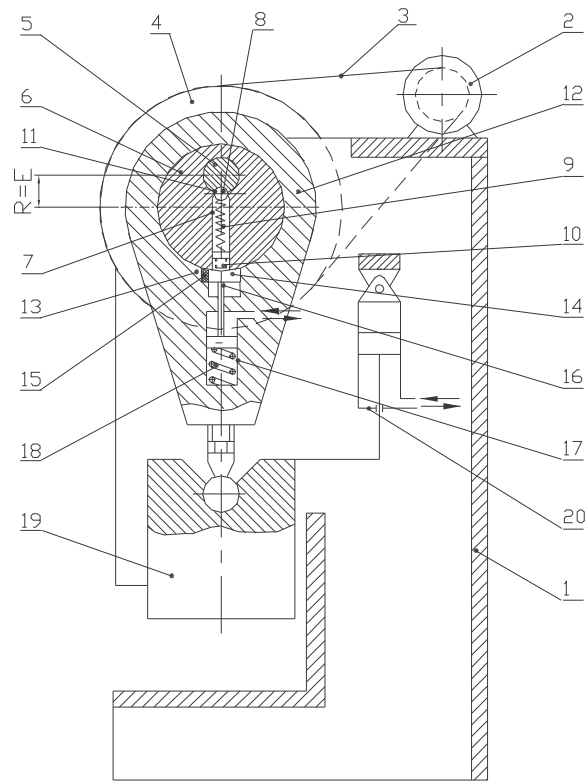


Рисунок 14 – Загальний вигляд безмуфтового преса зі складеним фіксатором

Ковзний упор 10 може мати складну конструкцію, наприклад, складатися з двох частин, з'єднаних між собою різьбою. Це дозволяє змінювати висоту упора 10 і регулювати силу стиснення пружини стискання 9 та силу притискання фіксатора 8 до лунки 11. При цьому висота ковзного упора 10 повинна перевищувати величину переміщення рухомого упора 14, а його нижній торець, обернений до великої головки шатуна 12, виконується заокругленим по радіусу, що дорівнює радіусу  $D_B/2$  зовнішньої поверхні ексцентрикової втулки 6. Рухомий упор 14 з'єднано штоком із силовим циліндром 17, у поршневій порожнині якого встановлено пружину 18 стискання. Жорсткість пружини 9, розміщеної в радіальному отворі 7 ексцентрикової втулки 6, менша за жорсткість пружини 18 силового циліндра.

Для вмикання робочого ходу безмуфтового преса зі складеним фіксатором енергоносії підводиться у штокову порожнину силового циліндра 17. Це призводить до опускання поршня разом з рухомих упором 14 униз та стиснення потужної пружини 18. При подальшому обертанні ексцентрикової втулки 6 разом з рухомих фіксатором 8, пружиною 9 та ковзним упором 10 останній доходить до місця, де опустився рухомий упор 14 і під дією пружини 9 рухається вниз, упирається в пружний елемент-амортизатор 15 і зупиняється. Сила стиснення пружини 9 зменшується до нуля, тому рухомий фіксатор 8 виходить з лунки 11 і роз'єднує ексцентрикову втулку 6 з кривошипним валом 5, а ковзний упор 10 з'єднує її з шатуном 12. Ексцентрикова

втулка 6 зупиняється, а кривошипний вал 5 продовжує обертатися. Повзун 19 здійснює поступальний рух униз, виконує технологічну операцію штампування і підіймається вгору.

Після вимикання силового циліндра 17 або при аварійному припиненні підведення енергоносія після пошкодження трубопроводу потужна пружина 18 долає опір більш слабкої пружини 9, стискає останню і підіймає її разом з ковзним упором 10 та рухомим фіксатором 8 вгору. Рухомий фіксатор 8 заходить в лунку 11 кривошипного вала 5 і з'єднує його з ексцентриковою втулкою 6. Вони знову починають вхолосту обертатися разом, а повзун 19 зупиняється у крайньому верхньому положенні. Якщо рухомий фіксатор 8 не дуже щільно входить у лунку 11 кривошипного вала 5, то регулюють довжину складеного упора 10 за рахунок нарізного з'єднання. Збільшення довжини упора 10 забезпечує додаткове стиснення пружини 9, яка щільно притискає фіксатор 8 до лунки 11. Зменшення довжини ковзного упора 10 знижує напруження в місці контакту фіксатора 8 з лункою 11 і підвищує термін безвідмовної роботи БСВ механічного преса. Відведення рухомого фіксатора 8 від кривошипного вала 5 під час робочого ходу повзуна 19 преса дозволяє захіпати опорну поверхню лунки 11 вала від ударів, а пружину 9 – від зношення під дією багаторазових знакозмінних циклічних навантажень.

Таким чином, застосування складного фіксатора забезпечує зниження вартості кривошипного преса за рахунок спрощення конструкції його безмуфтової системи вмикання, зменшення матеріалоемності та втрат енергії при роботі.

#### ВИСНОВОК

Використання запропонованого нового способу безмуфтового вмикання кривошипної машини на робочий хід забезпечує такі переваги: підвищення надійності роботи й точності штампування за рахунок збільшення жорсткості головного виконавчого механізму преса; зменшення вартості безмуфтової системи вмикання порівняно з фрикційними муфтами в декілька разів; спрощення обслуговування та експлуатації безмуфтового преса, зменшення часу на його простоювання через відсутність фрикційних вкладишів, що швидко зношуються і потребують частої заміни; екологічну чистоту та ненагрівання системи вмикання при інтенсивній роботі технологічного обладнання.

Наведені у статті безмуфтові механізми, які реалізують описаний вище новий спосіб вмикання, можуть бути покладені в основу модернізації пресів, які вже працюють у промисловості, оскільки використання їх у технологічних машинах не потребує заміни і опрацювання основних (базових) деталей обладнання, таких, як станина, робочий вал, повзун. Широка модернізація застарілих моделей кривошипних пресів шляхом впровадження безмуфтових механізмів вмикання [18] дозволить підвищити продуктивність і надійність технологічного обладнання до сучасного рівня при окупності витрат на їх модернізацію протягом 1 – 2 років промислової експлуатації і продовжити роботу модернізованих кривошипних пресів на довгі роки.

#### SUMMARY

##### MODERNIZATION OF DRIVE OF CRANK PUNCHING EQUIPMENT

*V.S. Zaporozhchenko, Assistant Professor,  
Sumy State University*

*There is presented the critical analysis of Basic types of clutching engagement systems of crank machines. There are presented the novel non-clutching eccentric-rotation engagement systems. Application of these systems enables to simplify construction of equipment, to improve reliability and safety appliances conditions, to refine ecology in the punching department.*

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Кривошипные кузнечно - прессовые машины: Теория и проектирование / Под ред. В.И.Власова. – М.: Машиностроение, 1982. – 424с.
2. Власов А.В. Системы включения кривошипных прессов: Теория и проектирование. – М.: Машиностроение, 1969. – 272 с.
3. Кузнечно-штамповочное оборудование / Под ред. А.Н.Банкетова и Е.Н.Ланского. – М.: Машиностроение, 1982. – 575с.
4. Живов Л.И., Овчинников А.Г. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы.– Киев: Вища школа, 1981. – 376с.
5. Запорожченко В.С. Розробка нових безмуфтових систем вмикання кривошипних машин // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету (КДТУ). – Кіровоград, 2001. – Вип. 8. – С. 97 – 102.
6. Запорожченко В. С. Конструкции безмуфтовых приводов кривошипных машин // Кузнечно - штамповочное производство. Обработка материалов давлением – 2003/ – № 6. – С. 17 – 27.
7. Запорожченко В. С. К вопросу энергосбережения и экологии при создании безмуфтового привода штамповочных кривошипных машин // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічних наук. – 2004. – №2(61). – С. 36 – 44.
8. Патент України №63550, МПК В30В 1/00. Спосіб вмикання кривошипної машини на робочий хід / В.С.Запорожченко.–Надрук.15.01.2004, Бюл.№ 1, 2004.
9. Патент України № 33694, МПК В30В 15/00. Механічний безмуфтовий прес / В.С.Запорожченко. – Надрук. 15.02.2001, Бюл. № 1, 2001.
10. Патент України № 34111, МПК В30В 15/00. Механічний безмуфтовий прес / В.С.Запорожченко, С.О.Дейнекін, О.О.Осауленко. – Надруковано 15.02.2001, Бюл. №1, 2001.
11. Мовнин М.С. Основы технической механики.– Л.: Машиностроение,1990.–287с.
12. Марголин Ш.Ф. Теория механизмов и машин: Теория, примеры, графические работы. – Минск: Выш. шк., 1968. – 358 с.
13. Патент України № 68834, МПК В30В 15/00. Механічний безмуфтовий прес / В.С.Запорожченко. – Надрук. 16.08.2004, Бюл. № 8, 2004.
14. Патент України № 68779, МПК В30В 15/00. Механічний безмуфтовий прес / В.С.Запорожченко. – Надрук. 16.08.2004, Бюл. № 8, 2004.
15. Патент України № 7287 на корисну модель (КМ), МПК В30В 15/00. Механічний безмуфтовий прес / В.С.Запорожченко. – Надрук. 15.06.2005, Бюл. № 6, 2005.
16. Патент України № 61474, МПК В30В 15/00. Механічний безмуфтовий прес / В.С.Запорожченко. – Надрук. 17.11.2003, Бюл.№11, 2003.
17. Патент № 25093 України на КМ, МПК В30В 15/00. Механічний безмуфтовий прес / В.С.Запорожченко, М.О.Зимин. – Надрук. 25.07.2007, Бюл. № 11, 2007.
18. Запорожченко В.С. Удосконалення системи вмикання кривошипного обладнання // Тематичний збірник наукових праць Донбаської державної машинобудівної академії: Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні. – Краматорськ: ДДМА, 2000. – С. 459 – 461.

**Запорожченко В.С.**, канд. техн. наук, доцент

*Надійшла до редакції 18 квітня 2008 р.*