

Карнаух С. Г.
Чоста Н. В.

РОЗРОБКА ПАРАМЕТРИЧНОГО РОЗМІРНОГО РЯДУ КЛИНОШАРНІРНИХ ПРЕСІВ З УВІГНУТИМ КЛИНОМ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ БЕЗВІДХОДНИХ СПОСОБІВ РОЗДІЛЕННЯ СОРТОВОГО ПРОКАТУ

Метою даної роботи є розробка параметричного розмірного ряду пресів для реалізації безвідходних способів розділення сортового прокату з використанням клиношарнірного механізму. На підставі розробленої класифікації клиношарнірних механізмів і проведених досліджень обґрунтована доцільність застосування в пресах для реалізації процесів безвідходного розділення клиношарнірного механізму з увігнутим клином, у якого графік зміни сили деформування найбільш наближений до технологічного типового графіка зміни сили при розділенні. Клиношарнірний механізм із увігнутим клином має меншу висоту деталей у порівнянні із кривошипними механізмами, що забезпечує меншу пружну деформацію й динаміку преса. Теоретичні дослідження клиношарнірного механізму з увігнутим клином проводили з використанням графоаналітичних і аналітичних методів теорії механізмів і машин. Розроблено математичні моделі клиношарнірного механізму з увігнутим клином, представленого у вигляді двоповзунного важільного механізму, які дозволяють виконати його структурний, кінематичний і динамічний дослідження. На основі аналізу запропонованих математичних моделей розроблена методика розрахунків геометричних, кінематичних і силових параметрів клиношарнірного механізму з увігнутим клином для процесів розділення сортового прокату. Запропоновано використати нову систему переважних чисел (розширення R6) для розробки параметричного розмірного ряду пресів з клиношарнірним приводом з увігнутим клином для реалізації безвідходних способів розділення сортового прокату. Порівняльний аналіз розрахункових параметрів ряду пресів запропонованої конструкції, отриманих із застосуванням даної методики, та паспортних даних типових сортових ножиць показав, що коефіцієнт використання пресів нової конструкції за зусиллям збільшується від (0,3...0,4) до (0,7...0,8).

Ключові слова: жорсткість, енергія, класифікація, кінематичні і силові параметри, система переважних чисел, золотий переріз, геометрична прогресія.

На сучасному етапі розвитку машинобудування усе зростаючі вимоги пред'являються до підвищення ефективності ковальсько-пресового обладнання та зменшення собівартості кінцевого продукту [1].

До типового та спеціалізованого обладнання, на якому реалізуються безвідходні способи розділення сортового прокату на мірні заготовки, пред'являються такі вимоги: висока продуктивність, доступна собівартість і технологічність виготовлення, простота обслуговування та висока жорсткість.

Значною проблемою обладнання для реалізації безвідходних способів розділення прокату є те, що його робота супроводжується різким скиданням технологічного навантаження в момент розділення заготовки, що призводить до руйнування пресів. Руйнується станина, елементи приводу та скріплень, руйнується і просаджується фундамент. Внаслідок цього обладнання вибирається за значно завищеним номінальним зусиллям, а тому має низькі значення коефіцієнту використання пресу за зусиллям k_y . Наприклад, для пресу зусиллям 4 МН $k_y = 0,3 \dots 0,4$ [2]. Вирішення цієї проблеми може відбуватися за двома напрямками: підвищення жорсткості преса або використання залишкової енергії розвантаження преса для здійснення корисної роботи – нанесення концентратора напружень з подальшим розділенням заготовки у площині цього концентратора напружень [3].

Мета даної роботи – розробка параметричного розмірного ряду пресів підвищеної жорсткості для реалізації безвідходних способів розділення сортового прокату з використанням клиношарнірного механізму.

Одним із напрямків підвищення жорсткості преса є застосування компактних виконавчих механізмів. Аналіз їх конструкцій виявив найбільш перспективні механізми для реалізації безвідходних способів розділення прокату. Це клиношарнірний, кривошипно-круговий, кривошипно-кулісний механізми та їх комбінації, застосування яких дозволяє збільшити жорсткість преса, коефіцієнти корисної дії і використання пресу за зусиллям.

Клиношарнірний механізм в якості головного компактного виконавчого механізму забезпечує, крім того, збільшення поверхні контакту, яка сприймає технологічну силу; невелику висоту ланок за напрямком дії робочої сили; високу жорсткість; змінність співвідношення між приводною і технологічною силою; технологічність виготовлення [4].

Аналіз можливих конструкцій клиношарнірного механізму проведено на підставі розробленої класифікації (рис. 2). За типом привода вхідної ланки (1.1) може бути використаний механічний привод: кривошипно-шатунний (2.1), гвинтовий (2.2); гідравлічний привод: гідроциліндр (2.3); гідропружний циліндр (2.4) або комбінований. За видом вхідної ланки (1.3) найбільш перспективними є клиношарнірні механізми з вхідною ланкою – клином (2.8), який за характером руху (1.2) рухається поступально (2.5). Але конструктивно можливо реалізувати схеми з вхідною ланкою: повзуном (2.10) або шарніром (2.9), які здійснюють відповідно поступальний (2.5) або складний плоский (2.7) рух. За формою робочої поверхні клина і шарніра (1.4), а також повзуна і шарніра (1.5) поверхні можуть бути прямолінійними (2.11), циліндричними (2.12), сферичними (2.13) або комбінованими (2.14). Найбільш технологічним є застосування прямолінійних (2.11) і циліндричних (2.12) робочих поверхонь. Конструкція клиношарнірного механізму може бути обладнана допоміжним клином (2.16) постійного кута нахилу, який дозволяє забезпечити хід наближення, вибирання зазорів і пружної деформації машини й інструмента на своєму переміщенні, що призводить до зниження витрат енергії й динамічних навантажень.

Оскільки в клиношарнірних механізмах опорні поверхні ланок не мають жорсткого зв'язку між собою, тому для них важливе значення має спосіб замикання рухомих частин (1.7). Він може бути механічним, гідравлічним, пневматичним, комбінованим. Механічний спосіб може бути реалізований за рахунок пружин, захватів, важелів.

Клин може мати опуклу (3.3) або увігнуту (3.4) поверхні. При цьому клиношарнірні механізми з опуклим клином не можуть забезпечити силовий режим навантаження, характерний для процесів розділення прокату, який вимагає забезпечення максимальної технологічної сили на початку робочого ходу. Для цього запропоновано [5] клиношарнірний механізм із увігнутих клином. У клиношарнірному механізмі із увігнутих клином рух починається з положення увігнутого клина при куті повороту шарніра 0° , коли сила на повзуні максимальна, а отже графік сили деформування найбільш наближений до технологічного типового графіка зміни сили при розділенні (рис. 3).

Клиношарнірний механізм преса (рис. 4) складається з увігнутого клина 1, шарніра 2 і повзуна 3. Клин 1 має дві робочі поверхні, одна з яких виконана плоскою й опирається на упорну деталь – верхню поперечку преса. Друга робоча поверхня клина виконана увігнутою циліндричною радіусом R і сполучається з опуклою циліндричною поверхнею шарніра 2. Шарнір 2 має другу робочу поверхню, яка виконана опуклою циліндричною радіусом r і сполучається з увігнутою циліндричною поверхнею повзуна 3 [6].

Клиношарнірний механізм працює в такий спосіб. Під дією сили привода F_2 , увігнутий клин 1 переміщується горизонтально на величину ходу h_2 , діє на шарнір 2, який, повертаючись навколо своєї осі, переміщує повзун 3. Повзун 3 робить вертикальний робочий хід h_6 і діє на заготовку силою F_6 , яка дорівнює за величиною силі корисного опору заготовки, і, доходячи до крайньої нижньої точки, повертається у вихідне положення [6].

Теоретичні дослідження клиношарнірного механізму з увігнутих клином доцільно проводити аналітичними, графоаналітичними методами, які використовуються в теорії механізмів і машин (ТММ), а також при розрахунках параметрів ковальсько-пресового обладнання, методами математичного моделювання із застосуванням ПЕОМ [6]. Характер руху ланок клиношарнірного механізму аналогічний характеру руху ланок двохповзунного важільного механізму, а, отже, структурні схеми цих механізмів ідентичні (рис. 5) [6].

Визначимо основні співвідношення між геометричними параметрами клиношарнірного механізму. Для цього розглянемо механізм у довільному положенні (див. рис. 5). Початок координат помістимо у вихідне положення точки B (коли точки A і B розташовані на одній вертикалі). Нехай клин 1 переміститься на величину ходу x_A ($x_A = h_2$).

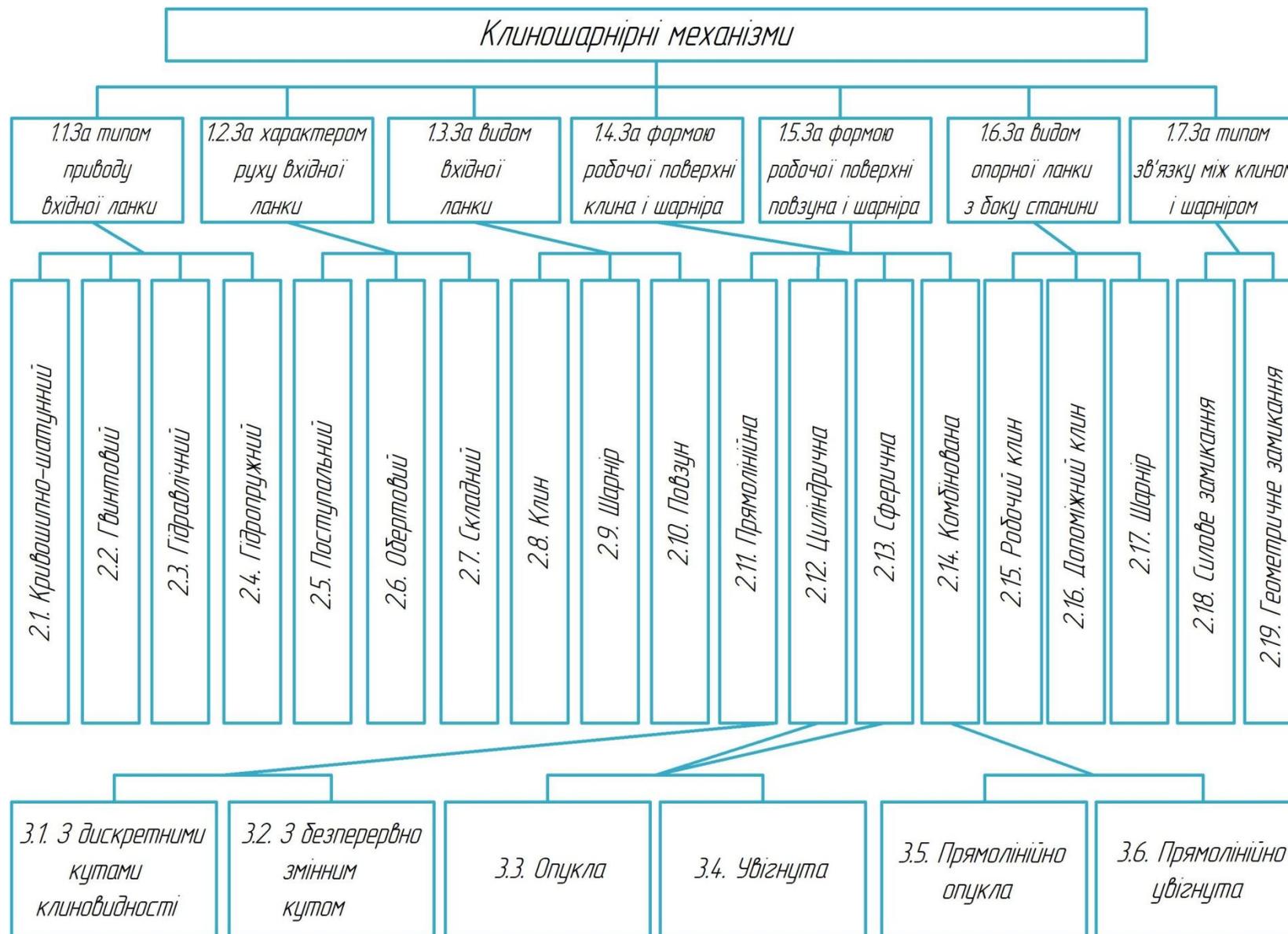


Рис. 2. Класифікація клиношарнірних механізмів

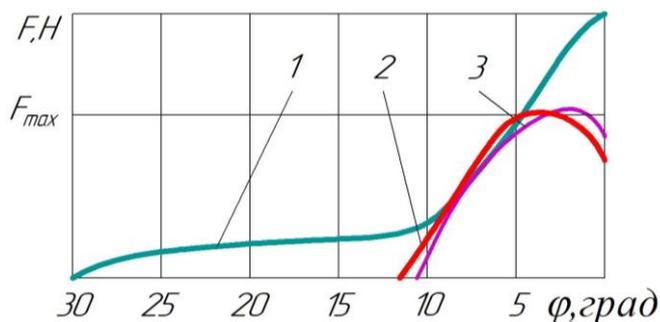


Рис. 3. Типові графіки зусиль ковальсько-пресових машин: 1 – з кривошипно-повзунним механізмом та з клиношарнірним механізмом з опуклим клином; 2 – з клиношарнірним механізмом з увігнутим клином; 3 – типовий графік сил при відрізці зсувом

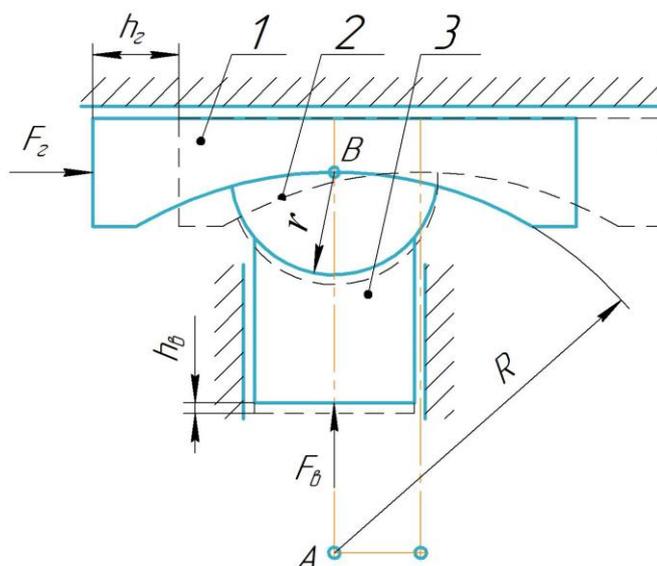


Рис. 4. Схема клиношарнірного механізму з увігнутим клином [6]

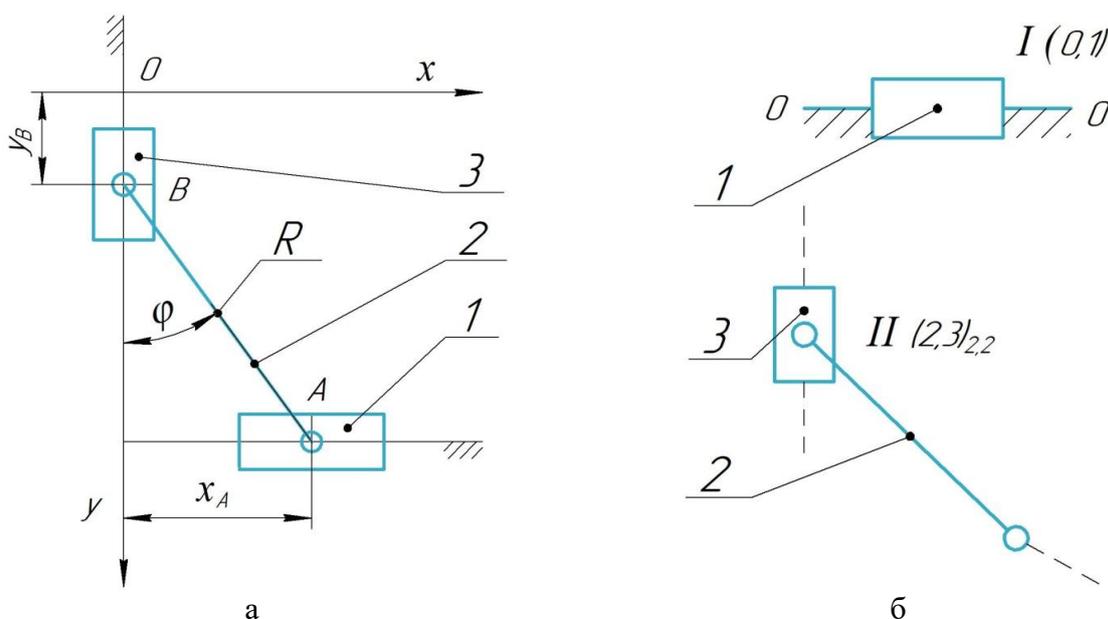


Рис. 5. Структурна схема (а) і структурні групи (б) клиношарнірного механізму преса з увігнутим клином [6]

При цьому ланка AB відхиляється від вертикалі на кут φ , який представляє собою змінний кут шарніра 2. Тоді переміщення повзуна 3:

$$y_B = R - R \cdot \cos\varphi = R(1 - \cos\varphi); y_B = h_6. \quad (1)$$

Можна також одержати співвідношення, що встановлює зв'язок між h_2 і h_6 :

$$h_6 = R - \sqrt{R^2 - h_2^2}. \quad (2)$$

Залежність між ходом клина h_2 і кутом φ має вигляд:

$$\varphi = \arcsin(h_2/R). \quad (3)$$

Досліджували кінематичні характеристики механізму, для чого визначали залежність між швидкостями й прискореннями вхідної (клина 1) і вихідної (повзуна 3) ланок. Швидкість повзуна 3 дорівнює:

$$V_B = dy_B/dt = R \cdot \sin\varphi \cdot (d\varphi/dt) = R \cdot \sin\varphi \cdot \omega_2. \quad (4)$$

Кутова швидкість шарніра 2:

$$\omega_2 = d\varphi/dt = V_A/(R \cdot \cos\varphi). \quad (5)$$

Підставляючи це значення у формулу швидкості повзуна, одержуємо:

$$V_B = R \cdot \sin\varphi \cdot V_A/(R \cdot \cos\varphi) = V_A \cdot \operatorname{tg}\varphi. \quad (6)$$

Звідки прискорення повзуна дорівнює:

$$a_B = dV_B/dt = a_A \cdot \operatorname{tg}\varphi + V_A/\cos^2\varphi \cdot d\varphi/dt = a_A \cdot \operatorname{tg}\varphi + V_A^2/(\cos^3\varphi \cdot R). \quad (7)$$

Аналогічні кінематичні залежності були одержані з використанням графоаналітичного методу. Для чого було побудовано плани швидкостей і прискорень механізму у розглянутому положенні (рис. 6).

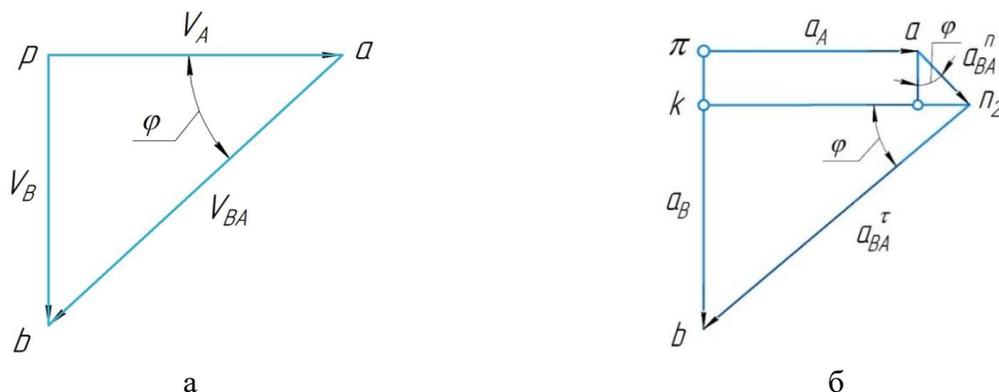


Рис. 6. Кінематичний аналіз клиношарнірного механізму з увігнутиим клином графоаналітичним методом: а – план швидкостей; б – план прискорень [6]

Силовий аналіз клиношарнірного механізму проводили за допомогою побудови кіл тертя аналогічно методиці при визначенні кінестатичних характеристик для кривошипних пресів, прийнявши при цьому наступні допущення: сила урівноважувача забезпечує відсутність розкриття стиків у шарнірах і контакті клина з верхньою плитою; вагою й силами інерції ланок механізму зневажаємо, тому що вони порівняно малі і їх урахування незначно впливає

на кінцевий результат; коефіцієнти тертя в шарнірах рівні між собою, як і коефіцієнти тертя в напрямних клина і повзуна.

Схема сил, що діють у реальному клиношарнірному механізмі, представлена на рис. 7, а. Тертя в поступальних кінематичних парах ураховується таким чином, що сила нормального тиску відхиляється від нормалі до поверхні на кут тертя ρ . Розглянемо результуючу силу по шарніру $F_{AB} = F_{23}$. Сила F_{AB} спрямована по дотичній до кіл тертя, розташованих у центрах циліндричних поверхонь клина й шарніра. Загальний кут нахилу сили F_{AB} до вертикалі становить $(\varphi + \psi)$. Кут ψ враховує втрати на тертя між парами, що сполучаються, «клин – шарнір» і «шарнір – повзун». Вираз для визначення величини цього кута знайдене із прямокутного трикутника ABC :

$$\sin\psi = f \cdot (R + r)/R. \tag{8}$$

Розглянемо рівновагу повзуна 3. На нього діють сили F_{03} і F_{23} з боку відкинутих ланок і сила корисного опору F_B . Рівняння рівноваги ланки 3 має вигляд:

$$F_B + F_{03} + F_{23} = 0, \tag{9}$$

де $F_{23} = F_{AB}$.

Побудувавши замкнений силовий трикутник для цих сил (рис. 7, б), запишемо, згідно з теоремою синусів, співвідношення між ними:

$$F_B/\sin(90^\circ - \varphi - \rho - \psi) = F_{23}/\sin(90^\circ + \rho). \tag{10}$$

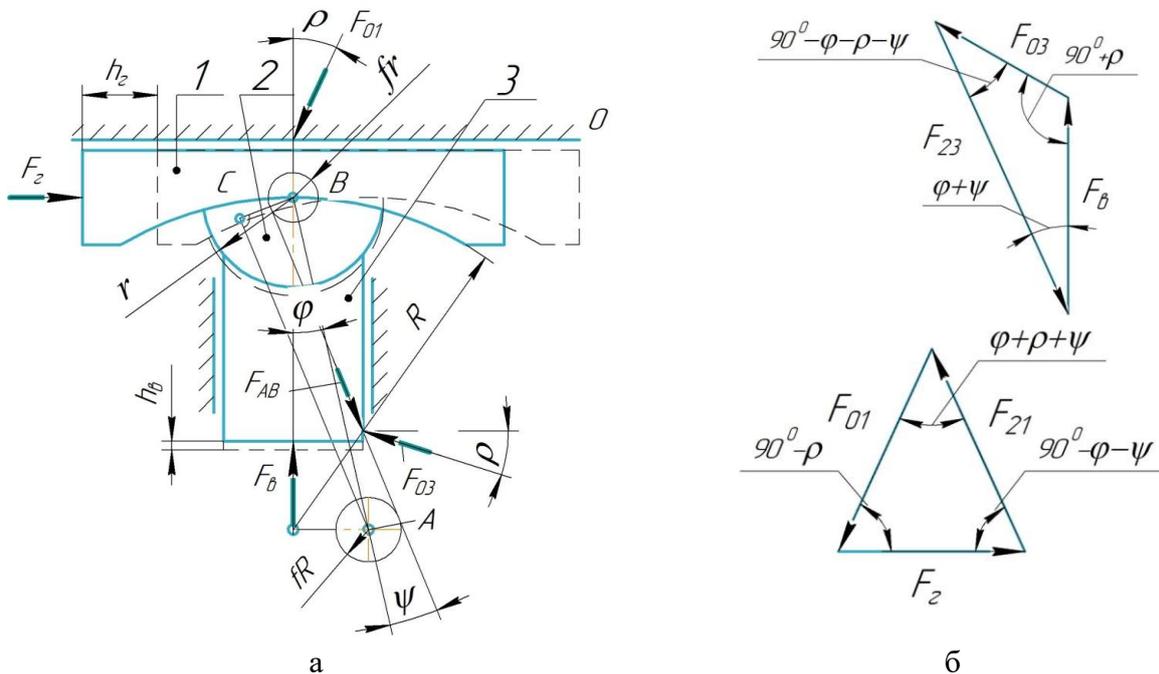


Рис. 7. Силовий аналіз клиношарнірного механізму з увігнутим клином: а – розрахункова схема; б – плани сил [6]

Розглянемо рівновагу ланки 2, враховуючи, що $F_{32} = -F_{23}$:

$$F_{32} + F_{12} = 0, \text{ звідки } F_{12} = -F_{32}. \tag{11}$$

Рівняння рівноваги ланки 1 з урахуванням того, що $F_{21} = -F_{12}$, має вигляд:

$$F_{21} + F_{01} + F_2 = 0. \quad (12)$$

Це рівняння також вирішується побудовою плану сил (див. рис. 7, б). Використовуючи теорему синусів, отримаємо:

$$F_2/\sin(\varphi + \rho + \psi) = F_{21}/\sin(90^\circ - \rho). \quad (13)$$

З розглянутих рівнянь рівноваги ланок клиношарнірного механізму можна зробити висновок, що сили $F_{23}, F_{32}, F_{12}, F_{21}$ однакові по модулю. Отже, для того, щоб знайти співвідношення між рушійною силою F_2 і силою корисного опору F_6 , необхідно виразити з рівнянь (10), (13) сили F_{23} й F_{21} , і отримані вирази порівняти. В результаті одержимо:

$$F_2 \cdot \sin(90^\circ - \rho)/\sin(\varphi + \rho + \psi) = F_6 \cdot \sin(90^\circ + \rho)/\sin(90^\circ - \varphi - \rho - \psi). \quad (14)$$

Використовуючи тригонометричні залежності отримаємо:

$$F_2 \cdot \cos\rho/\sin(\varphi + \rho + \psi) = F_6 \cdot \cos\rho/\sin(\varphi + \rho + \psi). \quad (15)$$

Отже, шукане співвідношення дорівнює:

$$F_6 = F_2/\operatorname{tg}(\varphi + \rho + \psi) = F_2/\operatorname{tg}(\varphi + \operatorname{arctg}f + \operatorname{arcsin}(f \cdot (R + r)/R)). \quad (16)$$

На підставі аналізу математичних моделей розроблена методика розрахунків геометричних, кінематичних і силових параметрів таких механізмів при реалізації безвідходних способів розділення прокату. Для наочності графіки залежностей геометричних і силових характеристик сполучені, що дозволяє вибирати раціональні параметри цього механізму (рис. 8).

З використанням запропонованої методики розрахунків розроблені програмні засоби щодо проектування пресів із використанням таких клиношарнірних механізмів. На рис. 9 представлена запропонована типова конструктивна схема спеціалізованого преса із клиношарнірним механізмом з увігнутих клином для реалізації операцій розділення прокату зсувом.

Прес складається із станини 1, клиношарнірного механізму з увігнутих клином, що включає в себе увігнутий клин 2 з приводом від гідроциліндра 3, взаємодіючого з шарніром 4, який встановлений з можливістю повороту і, у свою чергу, контактує з відповідною поверхнею повзуна 5, на якому закріплений інструмент 6 для відрізки сортового прокату 7. Прес додатково оснащений клином 8 з постійним кутом нахилу 7° з приводом від гідроциліндра 9. Гідроциліндр 10 здійснює силове замикання системи «станина – клин – шарнір – повзун» і служить для повернення повзуна 5 у вихідне положення.

Розділення сортового прокату відрізкою зсувом відбувається в такий спосіб. Під дією сили приводу від гідроциліндра 9 клин 8 переміщується горизонтально, здійснюючи хід наближення, вибірку зазорів, пружну деформацію системи «прес-інструмент-заготовка». Далі під дією сили приводу від гідроциліндра 3, увігнутий клин 2 переміщується горизонтально, діє на шарнір 4, який повертається відносно своєї осі і здійснює відрізок зсувом заготовки за рахунок вертикального переміщення повзуна 5 з інструментом 6. Пропонований прес з клиношарнірним механізмом з увігнутих клином має велику закриту висоту штампового простору для розширення його технологічних можливостей – реалізації досконаліших схем відрізки з використанням штампового оснащення.

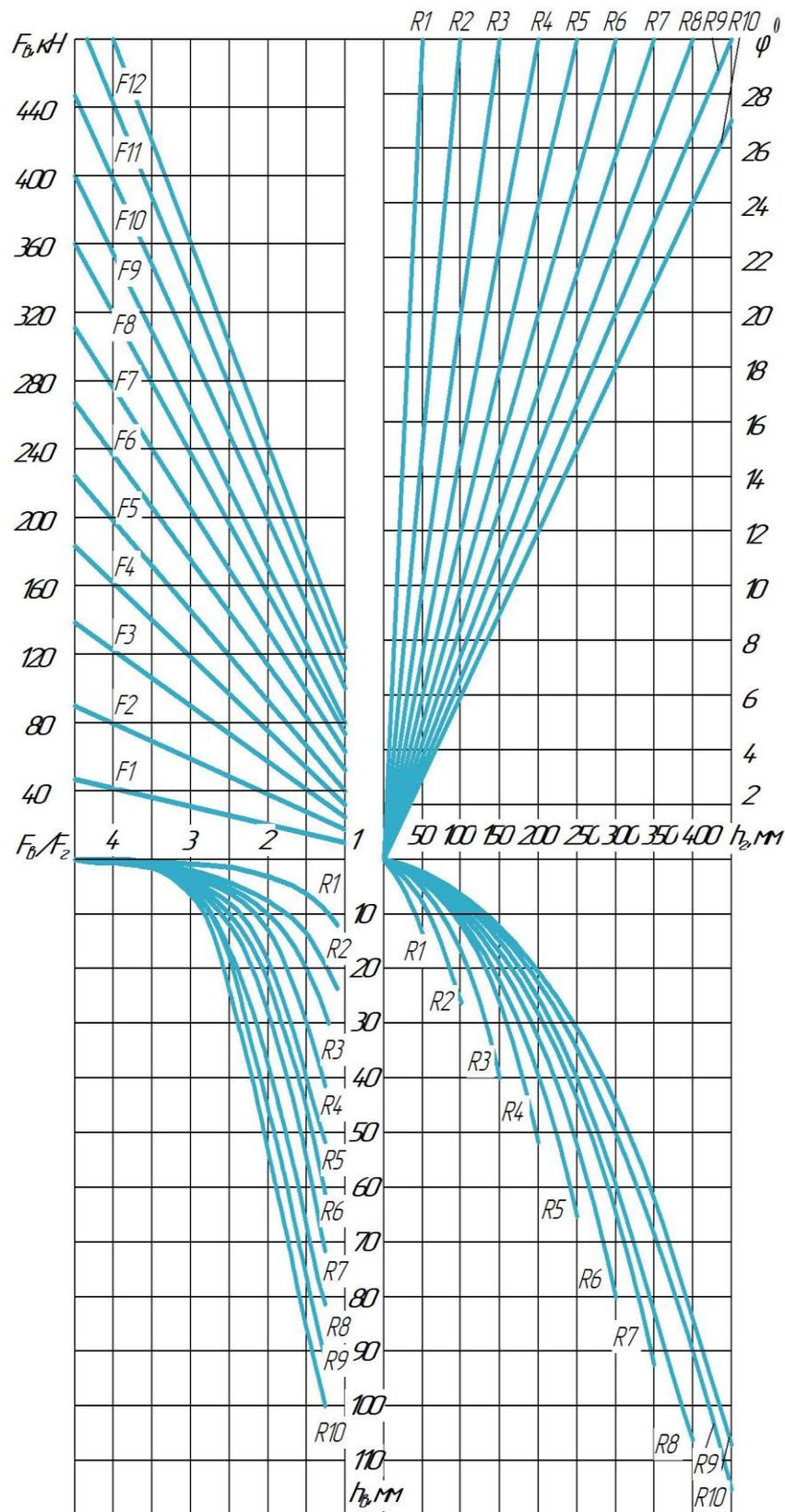


Рис. 8. Графіки для визначення геометричних і силових параметрів клиношарнірного механізму з увігнутим клином: $R_1 \dots R_{10} = 100 \text{ мм} \dots 1000 \text{ мм}$ з кроком 100 мм ; $F_1 \dots F_{12} = 10 \text{ кН} \dots 120 \text{ кН}$ з кроком 10 кН [6]

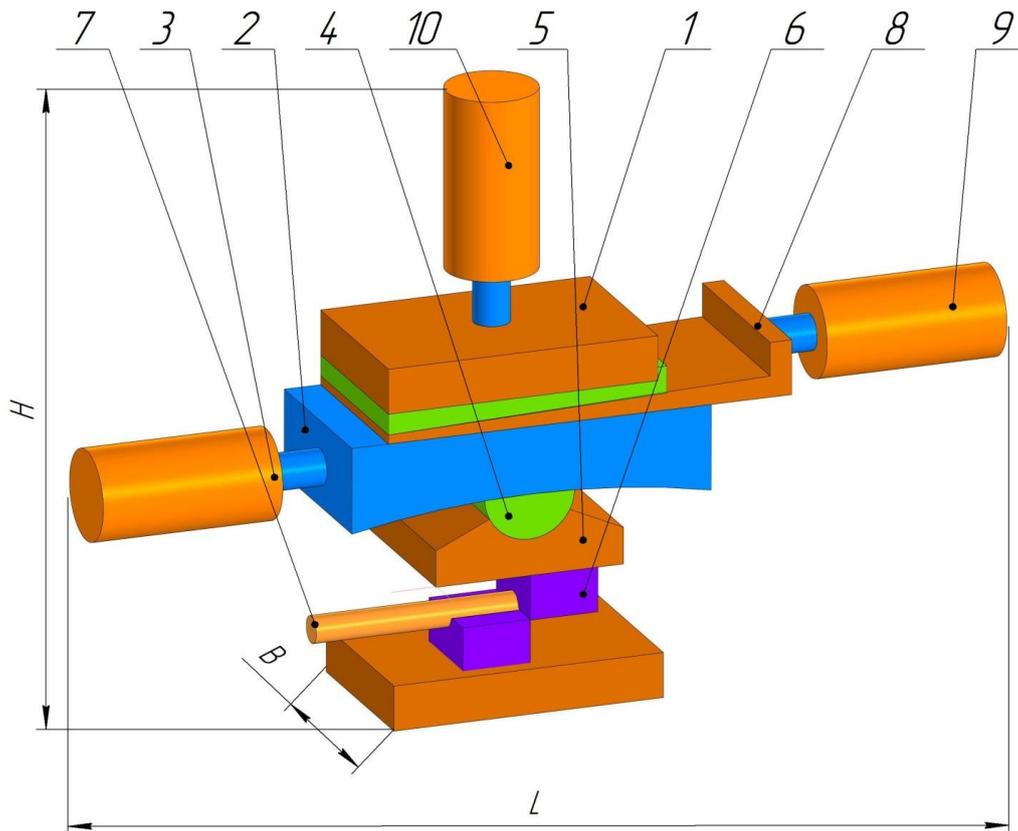


Рис. 9. Конструктивна схема преса з клиношарнірним механізмом з увігнутим клином для розділення сортового прокату відрізкою зсувом зусиллям 4 МН

У процесі проектування технічних систем важлива роль відводиться модульності розмірів виробу, що сприяє уніфікації, агрегуванню і виконанню антропометричних вимог, прийнятих для усіх галузей промисловості [7]. Найбільш часто у стандартизації використовують ряди переважних чисел, побудованих на підставі геометричної прогресії. На основі геометричної прогресії створюють системи переважних чисел, в основу яких покладено: $3,15 \approx \pi$; $\sqrt[5]{10} \approx 1,6$.

За висновками ряду вчених, гармонійна пропорційність природного середовища людини і пропорцій людського тіла об'єктам, які створюються ним, мають взаємозв'язок із «золотим перерізом» $\Phi = 1,618 \dots$ та її зворотним значенням $1/\Phi = 0,618 \dots$ [7].

При цьому маємо протиріччя, коли учені на словах свідомо вихваляють «золотий переріз» за найбільшу інформативність, естетичність, а насправді продовжують розвивати діючу систему переважних чисел, в основу якої покладена менш естетична і менш інформативна геометрична прогресія.

З урахуванням недоліків основних принципів формування діючої системи переважних чисел, можна говорити про необхідність розробки нової, більш досконалої системи переважних чисел на підставі найбільш часто виявляємих у природі «золотих» геометричних прогресій.

Застосування нової системи переважних чисел дозволить виконати гармонізацію стандартів при створенні параметричних рядів пресів, уніфікувати і економічно оптимально (раціонально) ув'язати ці преси між собою з метою виконання основних вимог для реалізації техніко-економічних характеристик. Іншими словами, за допомогою нової системи переважних чисел можна автономно і більш гармонічно, без додаткових узгоджень між розробниками складальних частин складної технічної системи, регулювати і вибирати масо-габаритні параметри виготовляємої продукції.

У роботі [8] запропонована нова системи переважних чисел: $R_6, R_{11}, R_{16}, R_{31}, R_{46}, R_{91}, R_{181}$, яка описується математичними моделями, що одночасно враховують закон формування зворотних значень переважних чисел.

З урахуванням необхідності виконання даних вимог для нової системи переважних чисел, її загальна математична модель для неї має наступний вид:

$$R_m = \Phi^{n/m}. \quad (17)$$

У випадку, коли у формулі (17) $n = -N; \dots; -2; -1; 0; 1; 2 \dots; N$, формуються нові ряди системи переважних чисел:

- при $m = 1$ (розширення R_6)

$$R_1 = \Phi^{n/1}, \quad (18)$$

тобто $R_1: \dots; 0,381 \dots; 0,618 \dots; 1,0; 1,618 \dots; 2,618 \dots;$

- при $m = 2$ (розширення R_{11})

$$R_2 = \Phi^{n/2}, \quad (19)$$

тобто $R_2: \dots; 0,618 \dots; 0,786 \dots; 1,0; 1,272 \dots; 1,618 \dots;$

- при $m = 3$ (розширення R_{16})

$$R_3 = \Phi^{n/3}, \quad (20)$$

тобто $R_3: \dots; 0,725 \dots; 0,851 \dots; 1,0; 1,173 \dots; 1,378 \dots;$

- при $m = 6$ (розширення R_{31})

$$R_6 = \Phi^{n/6}, \quad (21)$$

тобто $R_6: \dots; 0,851 \dots; 0,922 \dots; 1,0; 1,083 \dots; 1,173 \dots;$

- при $m = 9$ (розширення R_{46})

$$R_9 = \Phi^{n/9}, \quad (22)$$

тобто $R_{91}: \dots; 0,898 \dots; 0,947 \dots; 1,0; 1,054 \dots; 1,112 \dots;$

- при $m = 18$ (розширення R_{91})

$$R_{18} = \Phi^{n/18}, \quad (23)$$

тобто $R_{18}: \dots; 0,947 \dots; 0,973 \dots; 1,0; 1,027 \dots; 1,054 \dots;$

- при $m = 36$ (розширення R_{181})

$$R_{36} = \Phi^{n/36}, \quad (24)$$

тобто $R_{36}: \dots; 0,973 \dots; 0,986 \dots; 1,0; 1,013 \dots; 1,027 \dots$

Запропонована нова система переважних чисел (розширення R6) застосована для розробки параметричного розмірного ряду пресів з клиношарнірним приводом з увігнутих клином для реалізації безвідходних способів розділення сортового прокату (рис. 9).



Рис. 10. Розмірний ряд пресів з клиношарнірним механізмом з увігнутих клином для розділення сортового прокату (розширення R6)

Порівняльний аналіз паспортних даних типових сортових ножиць та розрахункових техніко-економічних показників типового ряду спеціалізованих пресів запропонованої конструкції з клиношарнірним механізмом з увігнутих клином для операцій розділення сортового прокату представлений у табл. 1.

Таблиця 1

Розрахункові параметри ряду пресів запропонованої конструкції та паспортних даних типових сортових ножиць

| Модель | Номинальна сила, МН | Максимальний діаметр розділяемого прокату, мм | Габаритні розміри, LxBxH, мм | Маса, т | Жорсткість, МН/м |
|--|---------------------|---|------------------------------|---------|------------------|
| Сортові кривошипні ножиці для точної відрізки з допоміжними пристроями | | | | | |
| Н 1830Б | 1,00 | 56 | 1900x8300x3100 | 13,60 | 1,7 |
| Н 1834А | 2,50 | 85 | 3650x6890x3550 | 29,00 | 2,7 |
| Н 1836 | 4,00 | 110 | 4250x7100x4000 | 40,50 | 3,4 |
| Н 1838 | 6,30 | 140 | 4685x8580x5250 | 75,00 | 4,3 |
| Н 1840 | 10,00 | 170 | 5440x8610x5860 | 105,86 | 5,4 |
| Ножиці сортові кривошипні закриті з допоміжними пристроями | | | | | |
| Н 1534 | 2,50 | 100 | 3050x7000x3000 | 12,38 | 2,7 |
| Н 1538 | 6,30 | 140 | 4020x7100x4950 | 39,40 | 4,3 |
| Н 1540 | 10,00 | 200 | 6040x8355x6720 | 68,00 | 5,4 |
| Розрахункові параметри ряду пресів з клиношарнірним механізмом із увігнутих клином | | | | | |
| КШМ 38 | 0,381 | 30 | 1200x600x1400 | 1,10 | 1,5 |
| КШМ 62 | 0,618 | 40 | 1500x800x1600 | 1,35 | 1,7 |
| КШМ 100 | 1,000 | 50 | 1550x850x1700 | 2,25 | 2,2 |
| КШМ 162 | 1,618 | 65 | 1600x900x1800 | 2,95 | 2,5 |
| КШМ 262 | 2,618 | 85 | 1700x1000x1900 | 5,50 | 3,5 |
| КШМ 423 | 4,234 | 110 | 2200x1400x2000 | 6,70 | 4,4 |
| КШМ 685 | 6,854 | 140 | 3500x1800x3000 | 12,00 | 5,5 |

У результаті підвищення жорсткості преса із використанням запропонованого клиношарнірного механізму з увігнутих клином в (1,2...1,3) рази зменшується пружна деформація

деталей преса при реалізації процесів безвідходного розділення сортового прокату, підвищується надійність роботи преса. При цьому коефіцієнт використання устаткування за зусиллям збільшується від (0,3...0,4) до (0,7...0,8). Підвищується ККД преса в наслідок того, що зменшується величина роботи пружної деформації устаткування.

ВИСНОВКИ

1. Установлено, що традиційні виконавчі механізми ковальсько-пресових машин не можуть створити силовий режим навантаження, характерний для процесів безвідходного розділення сортового прокату, що вимагають забезпечення максимальної технологічної сили на початку робочого ходу. Крім того, вони є багатоланковими й мають порівняно невисоку жорсткість.

2. На підставі розробленої класифікації клиношарнірних механізмів і проведених досліджень обґрунтована доцільність застосування в пресах для реалізації процесів безвідходного розділення клиношарнірного механізму з увігнутих клином, у якого графік зміни сили деформування найбільш наближений до технологічного типового графіка зміни сили при розділенні. Клиношарнірний механізм із увігнутих клином має меншу висоту деталей у порівнянні із кривошипними механізмами, що забезпечує меншу пружну деформацію й динаміку преса.

3. Розроблено математичні моделі клиношарнірного механізму з увігнутих клином, представленого у вигляді двохповзунного важільного механізму, які дозволяють виконати його структурний, кінематичний і динамічний аналізи. На основі аналізу запропонованих математичних моделей розроблена методика розрахунків геометричних, кінематичних і силових параметрів клиношарнірного механізму з увігнутих клином для процесів розділення сортового прокату.

4. Запропоновано використати нову систему переважних чисел (розширення R6) для розробки параметричного розмірного ряду пресів з клиношарнірним приводом з увігнутих клином для реалізації безвідходних способів розділення сортового прокату. Порівняльний аналіз розрахункових параметрів ряду пресів запропонованої конструкції, отриманих із застосуванням даної методики, та паспортних даних типових сортових ножиць показав, що коефіцієнт використання пресів нової конструкції за зусиллям збільшується від (0,3...0,4) до (0,7...0,8).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Карнаух С. Г. Совершенствование безотходных способов разделения сортового проката и оборудования для получения заготовок высокого качества : монография. Краматорск: ДГМА. 2010. 196 с., [ISBN 978-966-379-463-1](#).
2. Карнаух С. Г., Чоста Н. В. Розробка перспективних технологій і конструкцій обладнання для безвідходного розділення прокату. *Обробка матеріалів тиском. Materials Working by Pressure*. Краматорськ : ДДМА. 2023. 1(52). С. 170–181, [https://doi.org/10.37142/2076-2151/2023-1\(52\)170](https://doi.org/10.37142/2076-2151/2023-1(52)170).
3. Карнаух С. Г. Разработка и исследование оборудования для разделения сортового проката на мерные заготовки. *Обработка материалов давлением*. Краматорск: ДГМА. 2017. 1(44). С. 222–228.
4. Роганов Л. Л., Чоста Н. В., Карнаух С. Г. Совершенствование клиношарнирных механизмов прессов для разделительных процессов обработки давлением. *Обработка материалов давлением*. Краматорск: ДГМА. 2009. 2(21). С. 333–338.
5. Карнаух С. Г., Чоста Н. В. Совершенствование клиношарнирных механизмов прессов для разделительных процессов обработки давлением. *Прогресивна техніка. технологія та інженерна освіта: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції*. Київ-Херсон. 2019. С. 90–92.
6. Karnaukh S. G, Chosta N. V., Markov O. E., Kukhar V. V. Development and research of the press operating mechanism, made in the form of the wedge-joint mechanism with a curving wedge for separation operations. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2021. 116, pp. 3305–3314, <https://doi.org/10.1007/s00170-021-07718-8>.
7. Ясинский С. А. От пирамиды Хеопса к системе «золотых» пирамид. Санкт-Петербург : Петербургская новая школа. 2001. 64 с.
8. Цюцюра С. В., Цюцюра В. Д. Метрологія, основи вимірювань, стандартизація та сертифікація: Навчальний посібник. К. : Знання. 2005. 242 с., [ISBN 966-8148-67-3](#).

REFERENCES

1. Karnaukh S. G. Improvement of waste-free methods for separating rolled products and equipment for producing high-quality blanks: monograph. Kramatorsk: DSMA. 2010. 196 p., ISBN 978-966-379-463-1 (in Russian).
2. Karnaukh S. G., Chosta N. IN. Development of promising technologies and designs of equipment for waste-free separation of rolled products. *Processing of materials by pressure. Materials Working by Pressure.* Kramatorsk: DSEA. 2023. 1(52). pp. 170–181, [https://doi.org/10.37142/2076-2151/2023-1\(52\)170](https://doi.org/10.37142/2076-2151/2023-1(52)170) (in Ukrainian).
3. Karnaukh S. G. Development and research of equipment for dividing graded rolled steel into measured blanks. *Processing of materials by pressure.* Kramatorsk: DSEA. 2017. 1(44). pp. 222–228 (in Russian).
4. Roganov L. L., Chosta N. V., Karnaukh S. G. Improvement of wedge-hinged mechanisms of presses for separation processes of pressure processing. *Processing of materials by pressure.* Kramatorsk: DSEA. 2009. 2(21). pp. 333–338 (in Russian).
5. Karnaukh S. G., Chosta N. V. Improvement of wedge-hinged mechanisms of presses for separation processes of pressure processing. *Progressive technology. technology and engineering education: materials of the International scientific and technical conference.* Kyiv-Kherson. 2019. pp. 90–92 (in Russian).
6. Karnaukh S. G, Chosta N. V., Markov O. E., Kukhar V. V. Development and research of the press operating mechanism, made in the form of the wedge-joint mechanism with a curving wedge for separation operations. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology.* 2021. 116, pp. 3305–3314, <https://doi.org/10.1007/s00170-021-07718-8>.
7. Yasinsky S. A. From the Cheops pyramid to the system of “golden” pyramids. St. Petersburg: Petersburg New School. 2001. 64 p. (in Russian)
8. Tsyutsyura S.V., Tsyutsyura V.D. Metrology, fundamentals of measurement, standardization and certification: Basic handbook. K.: Known. 2005. 242 p., ISBN 966-8148-67-3 (in Ukrainian).

Karnaukh S., Chosta N. Development of a parametric dimensional series of wedge-hinge presses with a concave wedge for the implementation of waste-free methods of cutting sectional rolled products.

The purpose of this work is to develop a parametric size range of presses for the implementation of waste-free methods of separating sectional rolled products using a wedge-hinge mechanism. Based on the developed classification of wedge-hinge mechanisms and conducted research, the feasibility of using a wedge-hinge mechanism with a concave wedge in presses for the implementation of waste-free separation processes has been justified. The force deformation graph of this mechanism is the closest to the typical technological graph of force change during separation. The wedge-hinge mechanism with a concave wedge has a smaller height of parts compared to crank mechanisms, which ensures lower elastic deformation and dynamics of the press. Theoretical studies of the wedge-hinge mechanism with a concave wedge were conducted using grapho-analytical and analytical methods of the theory of mechanisms and machines. Mathematical models of the wedge-hinge mechanism with a concave wedge, represented as a two-slider linkage mechanism, have been developed, allowing for its structural, kinematic, and dynamic analyses. Based on the analysis of the proposed mathematical models, a methodology for calculating the geometric, kinematic, and force parameters of the wedge-hinge mechanism with a concave wedge for the processes of separating sectional rolled products has been developed. It is proposed to use a new system of preferred numbers (R6 extension) for the development of a parametric size range of presses with a wedge-hinge drive with a concave wedge for the implementation of waste-free methods of separating sectional rolled products. A comparative analysis of the calculated parameters of the proposed press series, obtained using this methodology, and the passport data of typical sectional shears showed that the utilization coefficient of the new design presses in terms of force increases from (0,3...0,4) to (0,7...0,8).

Keywords: stiffness, energy, classification, kinematic and force parameters, system of preferred numbers, golden ratio, geometric progression.

Карнаух Сергій Григорович – канд. техн. наук, доцент ДДМА

Karnaukh Sergii – Candidate of Technical Science, Associate Professor DSEA

E-mail: karnaukh.sergii@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2878-4065>

Чоста Наталія Вікторівна – канд. техн. наук, доцент ДДМА

Chosta Nataly – Candidate of Technical Science, Associate Professor DSEA

E-mail: natalychosta@i.ua

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5275-6414>

ДДМА – Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ-Тернопіль

DSEA – Donbass State Engineering Academy, Kramatorsk-Ternopil