

МЕТАЛУРГІЙНІ АГРЕГАТИ ТА ОБЛАДНАННЯ

методичні матеріали до підготовки до
семінарських та практичних занять

Запоріжжя 2024



УДК 669(072)
М54

Рекомендовано Науково-методичною радою
ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»
(протокол № 1 від 27.09.2024 р.)

Укладач:

Доброносів Ю.К., канд. техн. наук, доцент,
Грибков Е.П., д-р. техн. наук, професор,
Ягольник М.В., канд. техн. наук, доцент

М54 Металургійні агрегати та обладнання : методичні вказівки до практичних занять / уклад.: Ю. К. Доброносів, Е.П. Грибков, М.В. Ягольник. Запоріжжя : ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА», 2024. 70 с.

Методичні вказівки до практичних занять рекомендовані до використання під час викладання обов'язкового освітнього компонента «Металургійні агрегати та обладнання» за освітньо-професійною програмою «Металургія чорних металів», спеціальність 136 Металургія.

УДК 669(072)



ЗМІСТ

ВСТУП	4
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №1 Склад устаткування головних ліній прокатних станів	5
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №2. Вивчення конструктивних особливостей валкових вузлів прокатних станів і розрахунок валків на міцність і деформацію	8
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №3 Вивчення конструкції і розрахунок гідравлічних натискних механізмів і механізмів врівноваження.	14
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №4 Вивчення конструктивних особливостей універсальних шпинделів.	20
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №5 Вивчення конструкції та розрахунок ножиць з паралельними ножами	26
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №6 Вивчення конструкції летучих ножиць з паралельним рухом ножів	31
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №7 Вивчення конструкції та розрахунок дискових ножиць	39
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №8 Вивчення конструкції та розрахунок багатороликових правильних машин	46
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №9 Вивчення конструкції прошивного стана	52
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №10 Вивчення конструктивних особливостей станів холодної прокатки труб	62
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	69



ВСТУП

Металургійні агрегати та обладнання - один з базових курсів підготовки сучасних металургів, який дозволить набути знання та отримати професійні компетенції, пов'язані з вибором та роботою обладнання технологічних процесів металургійного виробництва . Спеціалізація навчальної дисципліни полягає в забезпеченні формування у фахівців знань про призначення, конструкції і умови функціонування агрегатів і устаткування аглодоменного, сталеплавильного та прокатного виробництв та практичних навичок з визначення конструктивних особливостей, принципу дії та оцінки ефективності функціонування основного і допоміжного обладнання металургійних підприємств.

Робота на практичному занятті будується за принципом розбору запропонованого кейсу та виконується безпосередньо під час заняття. Оцінка за роботу на практичному занятті: оголошується наприкінці заняття і може бути оскаржена одразу ж; враховується повнота і правильність відповіді, оцінка ініціативності у роботі над проблемою, здатності комунікувати у команді та під впливом негативних факторів, в т.ч. під тиском викладача та/або групи, вміння вести дискусію. Оцінки, отримані за роботу на практичних заняттях, не можуть бути відпрацьовані або покращені, окрім процедури оскарження.



ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №1

Склад устаткування головних ліній прокатних станів

Мета заняття - поглиблене вивчення складу устаткування головних ліній прокатних станів.

Основні теоретичні відомості:

До складу головної лінії прокатного стану входять машини і механізми, що забезпечують передачу крутного моменту, валкам прокатного стану і які забезпечують сприйняття сили прокатки.

У залежності від кількості валків робочі кліті підрозділяють на двохвалкові (дуо), трьохвалкові (тріо), чотирьохвалкові (кварто) і багатовалкові. Кожному типу робочої кліті відповідає склад устаткування головної лінії прокатного стану.

У загальному випадку (рис. 1.1, в) до складу головної лінії прокатного стану входять робоча кліть 1, головний електродвигун 3, передатні пристрої і механізми: шпинделі 2, шестеренна кліть 4, редуктор 5 і муфти 6,7. До допоміжного устаткування приводу робочої кліті відносяться пристрої врівноважування шпинделів 8 і, у деяких випадках, пристрої для прокручування шпинделів (наприклад, на ШСГП 2000).

На ряді сучасних станів застосовують індивідуальний привід робочих валків від окремих електродвигунів 3 (рис.1.1, а), у цьому випадку передатними пристроями служать трансмісійні вали 9, і шпинделі 2. Якщо кутова швидкість двигуна відповідає кутовій швидкості приводних валків, можна застосовувати безредукторний загальний привід валків від електродвигуна 3 через шестеренну кліть 4 і універсальні шпинделі 2; у цьому випадку між електродвигуном і робочою кліттю в одну лінію встановлена моторна муфта 6, шестеренна кліть 4 і універсальні шпинделі 2 (рис. 1.1, б).

Головний електродвигун прокатного стану є двигуном спеціального (металургійного) типу з повітряним примусовим охолодженням. Для станів з регульованою швидкістю прокатки використовують електродвигуни постійного струму, потужність яких для великих станів може досягати 6...7 тис. кВт. Живлення двигунів постійного струму здійснюється від спеціальних машин або тиристорних перетворювачів, у ряді випадків - від ртутних випрямлячів. Для станів з постійною швидкістю прокатки можуть застосовуватися синхронні електродвигуни.

В даний час такі двигуни застосовують за кордоном і для станів з регульованою швидкістю прокатки.

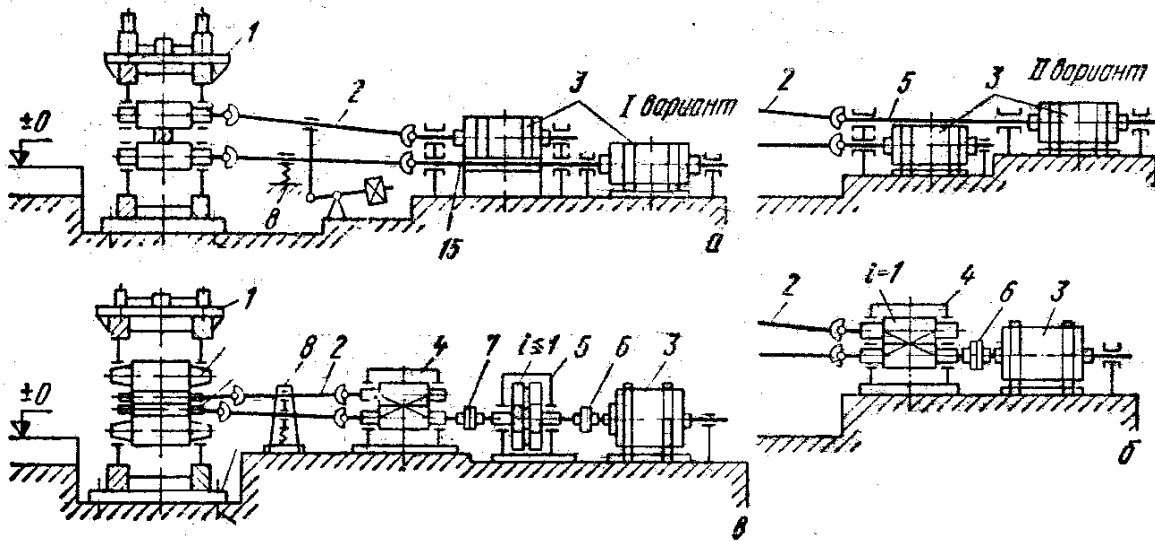


Рисунок 1.1 - Схема головних ліній робочих клітей: а-лінія з індивідуальним приводом; б-лінія з безредукторним приводом; в-лінія з загальним приводом

Шпинделі призначені для передачі валкам робочої кліті крутних моментів від шестеренної кліті або безпосередньо від головних електродвигунів при індивідуальному приводі валків. Шпинделі можуть функціонувати при їхньому перекосі на кут $8...10...10^0$, завдяки чому забезпечується передача крутного моменту при одночасному вертикальному переміщенні валків у станинах кліті. Для компенсації ваги шпинделів і їхнього утримання при перевалці валків призначені пристрої врівноважування шпинделів.

Шестеренні кліті призначені для поділу і передачі крутного моменту від одного вала на два валки. Передатне відношення зубчастої передачі шестеренної кліті на станах симетричної прокатки $i = 1$.

Якщо частота обертання двигуна не відповідає частоті обертання валків, у лінії приводу валків встановлюють редуктори з відповідним передатним відношенням. Для передачі крутного моменту від електродвигуна до редуктора і (або) шестеренної кліті встановлюють зубчасті муфти. При значній відстані від електродвигунів до передавальних механізмів для їхнього зв'язку використовують проміжні трансмісійні вали.

Вправи:

1 Дати опис складу головних ліній прокатних станів:

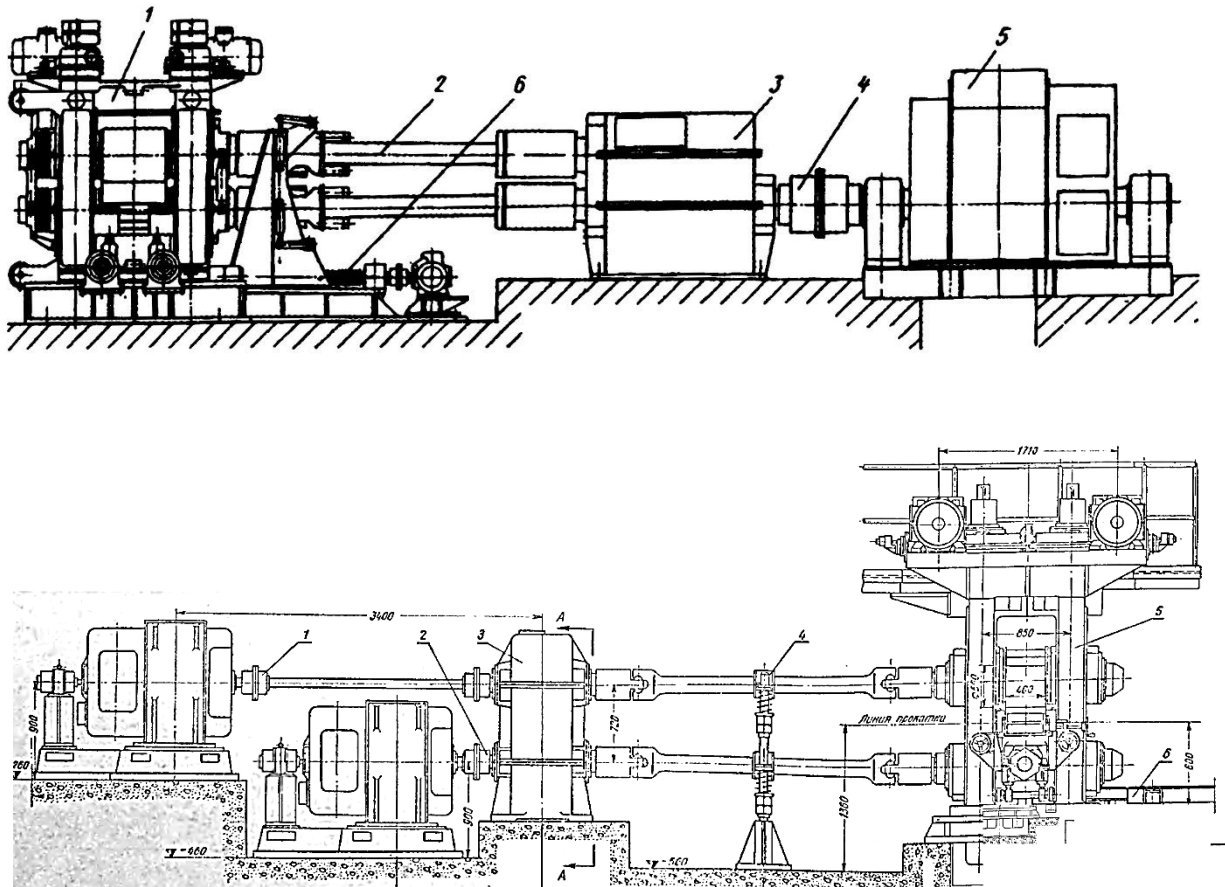


Рисунок 1.2 – Головні лінії прокатних станів

Контрольні питання:

1. Що називається головною лінією прокатного стану?
2. Як класифікують робочі кліти прокатних станів за кількістю валків?
3. Вкажіть основні вузли і механізми робочих клітей прокатних станів.
4. Які електродвигуни використовують для приводу валків прокатних станів?
5. Укажіть місце і призначення шпинделів, шестеренної кліти і редуктора в головній лінії прокатного стану.
6. В яких випадках застосовують індивідуальний привід валків прокатних станів?
7. Укажіть призначення пристрою для врівноважування шпинделів.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №2

Вивчення конструктивних особливостей валкових вузлів прокатних станів і розрахунків валків на міцність і деформацію

Мета заняття - роботи: вивчити конструктивні особливості валків і підшипникових вузлів прокатних станів і набути практичні навички з розрахунків валкових вузлів прокатних станів.

Основні теоретичні відомості:

Валки прокатних станів є інструментом, що безпосередньо здійснює процес пластичної деформації металу.

У загальному випадку основними конструктивними елементами валка (рис.2.1) є бочка, шийки, хвостовики.

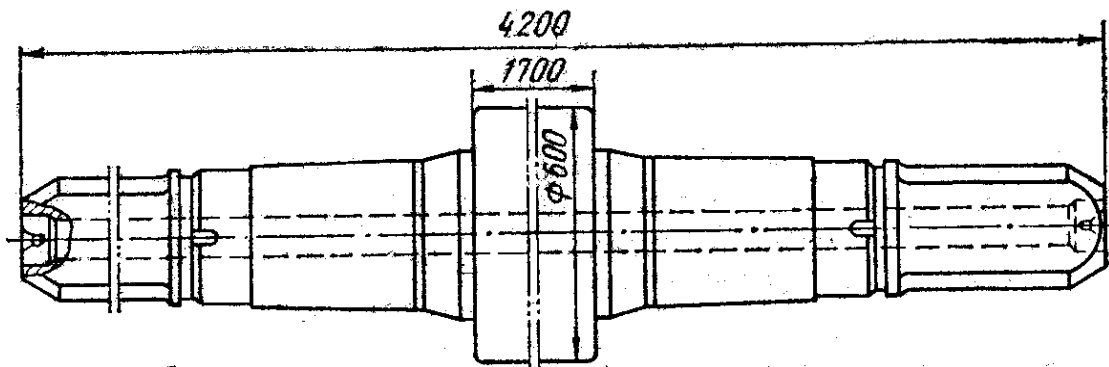


Рисунок 2.1- Схема робочого листового прокатного валка .

Класифікують прокатні валки за наступними основними ознаками:

- а) за призначенням – листові (із гладкою бочкою), сортові (з рівчаками), спеціальні;
- б) за матеріалом – чавунні, сталеві (з вуглецевих, низьколегованих і легованих сталей), твердосплавні;
- в) за способом виготовлення – литі, ковані, спечені з металопорошків;
- г) за твердістю робочої поверхні бочки – м'які (HS 25...40), напівтверді (HS 40...65), тверді (HS 60...85), особливо тверді (HS 85...110).

Область застосування різних валків приведена в роботах [1-3].

Валки прокатних станів розраховують на міцність і деформацію. Валки станів дуо розраховують на вигин із крутінням. На вигин валок перевіряють у перетині дії максимального згинаючого моменту, що для

листових станів збігається із серединою бочки валка, а для сортових – з калібром, у якому прикладене навантаження. Напруження вигину в небезпечному перерізі:

а) для листових валків

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{\frac{P a}{2} \frac{g \delta^2}{2}}{0,1D^3} \leq [\sigma] ,$$

б) для сортових валків

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{\frac{P}{x}(a-x)}{0,1D_{\min}^3} \leq [\sigma] ,$$

де P – сила прокатки, (Н);

a – відстань між опорами валка, (мм);

u – ширина прокату, (мм);

x – відстань від однієї з опор до місця додатка навантаження (рівчака), (мм);

D – діаметр бочки, (мм);

D_{\min} – мінімальний діаметр по дну рівчака, (мм).

$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$ - напруження, що допускається, на вигин, (МПа);

n – коефіцієнт запасу міцності.

Другий небезпечний переріз - перехід шийки в бочку. Шийку валка в небезпечному перерізі розраховують на вигин із крутінням

а) для сталевих валків:

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]$$

б) для чавунних валків

$$\sigma_{экр} = 0,325\sigma_{из} + 0,625\sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau_{кр}^2} \leq [\sigma] .$$

Тут

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{P a - L}{0,1d_{ш}^3} \quad \tau_{кр} = \frac{M_{пр}}{0,2d_{ш}^3}$$

де L – довжина бочки валка, (мм);

$d_{ш}$ – діаметр шийки, (мм);

$M_{пр}$ – момент прокатки, що припадає на один валок, (Н мм).

Приводний хвостовик розраховують на крутіння за формулою:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{пр}}{W_x} \leq [\tau],$$

де W_x – момент опору поперечного перерізу хвостовика на крутіння, що розраховується у залежності від типу хвостовика, (мм³).

Прогин валка розраховують як суму прогинів y_1 від дії згинаючого моменту й y_2 - від дії поперечних сил:

$$y = y_1 + y_2,$$

$$y_1 = \frac{P}{384EJ_{\delta}} (8a^3 - 4a\delta^2 + \delta^3 - 64c(\frac{J_{\delta}}{J_{ш}} - 1)) ,$$

$$y_2 = \frac{P}{\pi GD^2} (a - \frac{\delta}{2} + 2c(\frac{D_{\delta}^2}{d_{ш}^2} - 1)) ,$$

де $c = \frac{a-L}{2}$ - відстань від опори до краю бочки, (мм);

E, G – модулі пружності першого і другого роду, (МПа);

$J_{\delta}, J_{ш}$ – моменти інерції перетинів бочки і шийки, (мм⁴).

Для визначення прогину по ширині прокату, що формує поперечну різнотовщинність, використовують наступну залежність:

$$\Delta y = \Delta y_1 + \Delta y_2 = \frac{P}{18,8ED^4} (12a\delta^2 - 7b^3) + \frac{P}{\pi GD^2} \frac{\delta}{2}$$

Підшипники прокатних валків. Область застосування, переваги і недоліки, конструктивні особливості підшипників прокатних валків приведені в роботах [1-3].

Навантажувальну здатність ПРТ визначають за формулою

$$P = pld = 0,4\eta ul^2 d \frac{\frac{\delta}{h_{\min}} - 1}{\delta^2}$$

де p – тиск у ПРТ, (МПа)

η – динамічна в'язкість мастила

u – швидкість ковзання

l, d – довжина і діаметр цапфи ПРТ

δ - радіальний зазор

h_{\min} – мінімальна товщина масляного клина.

Підшипники кочення розраховують на довговічність за формулою

$$(nh)^{0,3} = \frac{10c}{Qk_d},$$

де n – частота обертання, (хв^{-1});

h – довговічність (год)

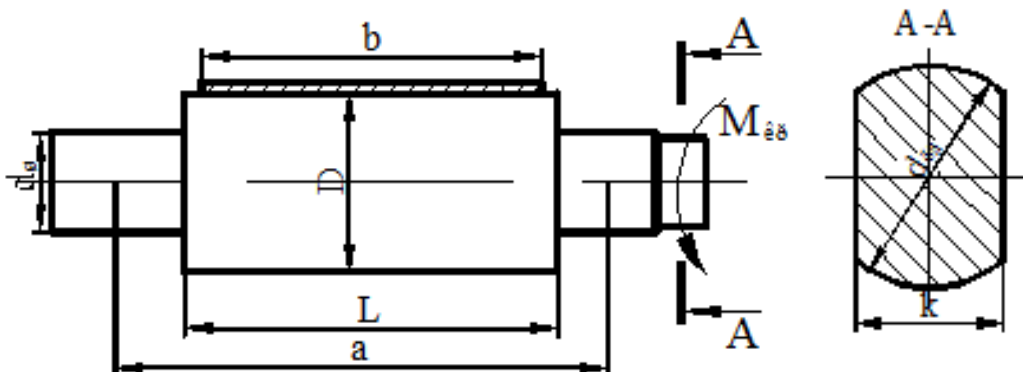
c – навантажувальний коефіцієнт (кН)

Q – еквівалентне навантаження на підшипник (кН)

K_d – коефіцієнт динамічності

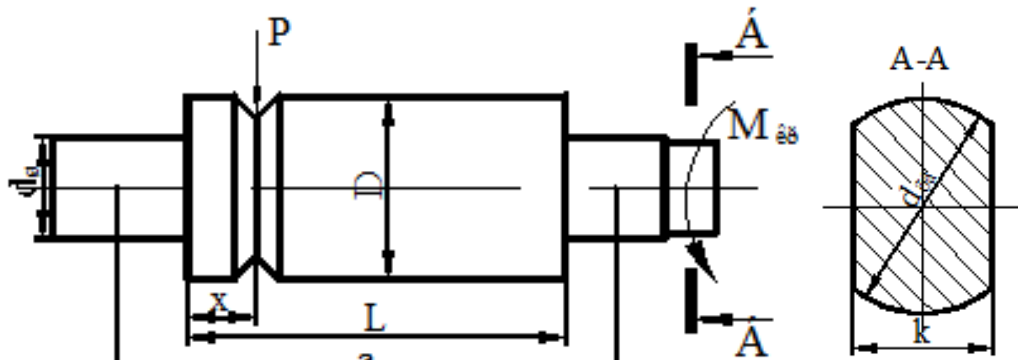
Вправи:

1. Розрахувати листовий валок на статичну міцність:



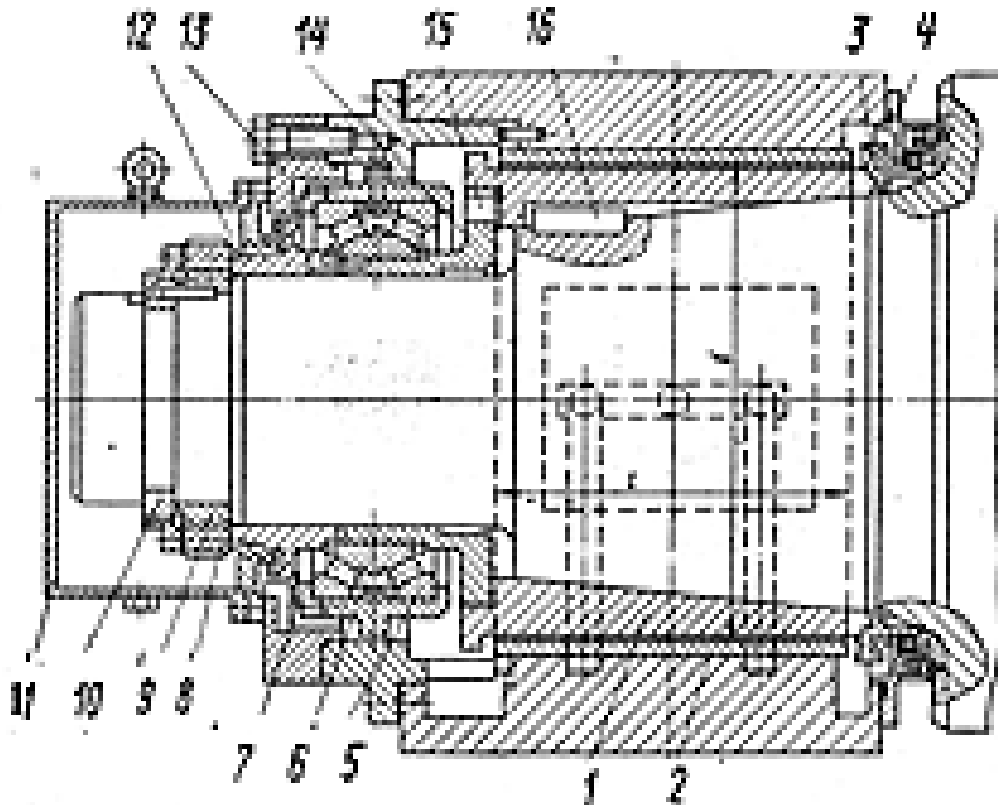
A	L	b	D	dш	dxв	P	M кр	k
мм	мм	мм	мм	мм	мм	МН	кНм	мм
2850	1700	1500	1000	600	480	15	1600	300

2. Розрахувати сортовий валок на статичну й циклічну міцність:

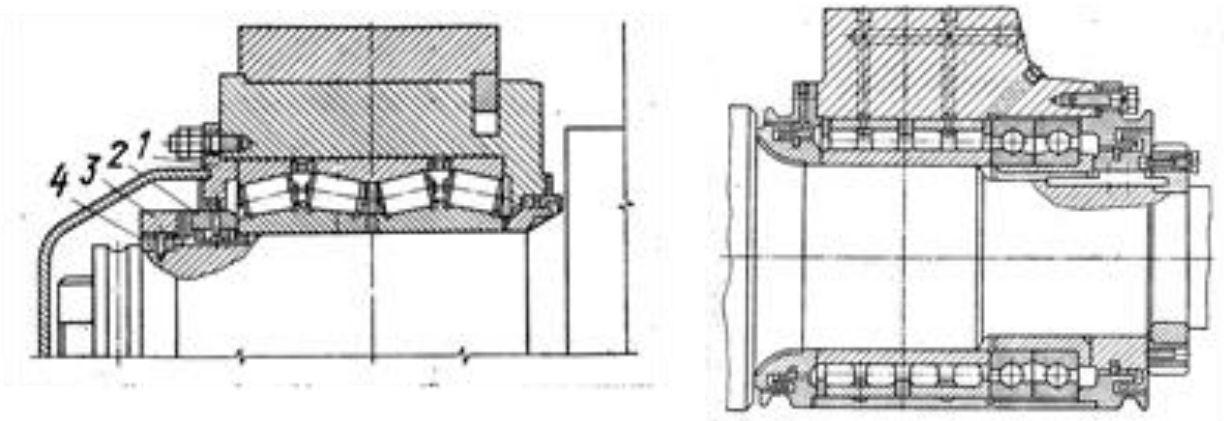


a	L	x	D	dш	dxв	P	M кр	k
мм	мм	мм	мм	мм	мм	МН	кНм	мм
1850	1200	0.25L	800	460	400	5.5	430	300

3. Вивчити конструкцію валкового вузла на підшипнику рідинного тертя



4. Вивчити конструкцію валкового вузла на підшипниках кочення:



Контрольні питання:

1. Укажіть призначення і класифікацію прокатних валків різних типів.
2. Вкажіть основні співвідношення геометричних параметрів прокатних валків різних типів.
3. Як класифікують прокатні валки за твердістю робочої поверхні? Вкажіть область їхнього застосування.
4. Від яких факторів залежать міцність і величина деформації прокатних валків?
5. Вкажіть особливості розрахунку на міцність і деформацію валків стану кварто.
6. Як розрахувати напруження в різних перетинах прокатного валка?
7. Вкажіть область застосування різних типів підшипникових опор прокатних валків.
8. Від яких факторів залежить навантажувальна здатність ПРТ?
9. З якого матеріалу виконують підшипники ковзання відкритого типу?
10. Укажіть конструктивні й експлуатаційні особливості підшипників кочення прокатних валків.
11. Приведіть порівняльну характеристику підшипників різних типів.
12. Вкажіть особливості фіксації підшипників у подушках прокатних валків.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №3

Вивчення конструкції і розрахунок гідравлічних натискних механізмів і механізмів врівноваження

Мета завдання - вивчити конструктивні особливості гідравлічних натискних механізмів і механізмів врівноваження, придбати практичні навички з розрахунку гідроциліндрів і елементів конструкції на міцність.

Основні теоретичні відомості:

Гідравлічні натискні механізми застосовуються на тонколистових станах, у яких необхідно оперативне регулювання величини міжвалкового зазору при компенсації впливу вихідної подовжньої різнотовщинності по довжині рулону. У цьому випадку необхідна висока оперативність відпрацьовування натискним механізмом сигналу товщиноміру про зміну товщини смуги. Зазначений сигнал може надходити від вхідного (про зміну вихідної товщини) або вихідного (про зміну кінцевої товщини) товщиномірів. Зазначена схема керування знайшла застосування в системах автоматичного регулювання товщини (САРТ).

Використання в САРТ електромеханічних натискних механізмів недоцільне внаслідок їх великої інерційності і значного зносу пари гвинт-гайка. Тому найбільше поширення на станах із САТР одержали гідравлічні натискні пристрої (ГНП). Крім швидкодії до їхніх переваг варто віднести компактність і плавність роботи.

Виконавчими механізмами ГНП є гідравлічні циліндри 1, розміщені в розточеннях станин 3 (рис. 3.1). Штоки гідроциліндрів 2 через сферичні під'ятники упираються в подушки верхнього валка (робочого або опорного). У верхній частині ГНП розміщується система керування подачі рідини в гідроциліндр, тобто регулювання величини міжвалкового зазору.

Зазначена система включає слідкуючий шток 4, жорстко зв'язаний з поршнем гідроциліндра 1, розподільник високого тиску 5, шток якого зв'язаний із двоплечим важелем 6. Верхній отвір розподільника служить для подачі рідини в поршневу, а нижній – у штокову порожнини гідроциліндра. Двоплечий важіль 6 вільно розташований у розточці слідкуючого штока 4 і шарнірно закріплений на осі 7. У верхній частині слідкуючого штока 4 розміщений кроковий електродвигун 8, зв'язаний через зубчасте зачеплення 9 із гвинтом 10. Гвинт 10 утворить кінематичну пару з зафіксованою в слідкуючому штоку гайкою 11.

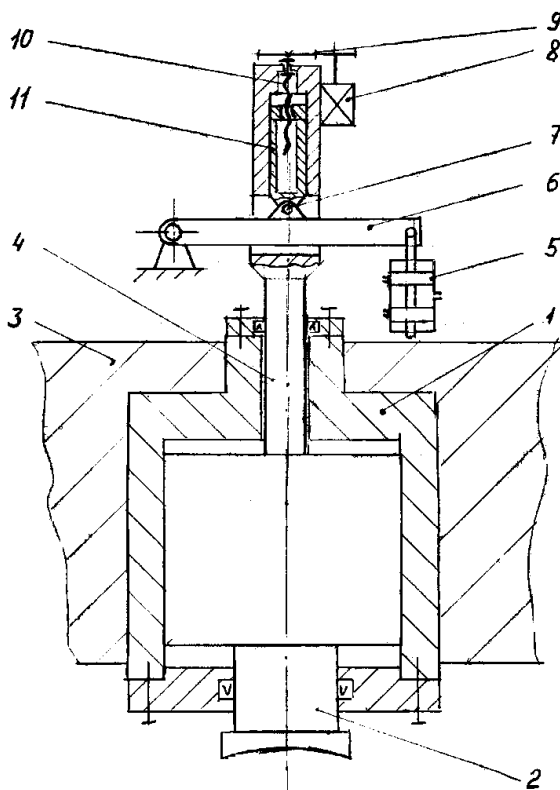


Рисунок 3.1 - Схема гідравлічного натискного пристрою

Зазначена система забезпечує підтримку необхідної величини міжвалкового зазору при його зміні в невеликих межах. Так, наприклад, при збільшенні міжвалкового зазору внаслідок входження більш товстого прокату і відповідного зростання сили прокатки слідкуючий шток 4 переміщається нагору. При цьому піднімається нагору важіль 6 і зв'язаний з ним шток розподільника 5, що відкриває нижній отвір, зв'язаний з поршневою порожниною. Тиск подається в поршкову порожнину і поршень 2 гідроциліндра йде вниз, компенсуючи зміну міжвалкового зазору. Слідкуючий шток 4 також рухається вниз з поршнем і через гвинт 10 передає важелю 6 і штокові розподільника 5 рух униз. Коли початковий міжвалковий зазор відновлений, шток розподільника займе положення, у якому нижній отвір буде закрита і подальша подача рідини в гідроциліндр припиняється. У такий спосіб підтримується постійна величина міжвалкового зазору. При зменшенні міжвалкового зазору слідкуючий шток переміщається вниз і тиск подається через верхній отвір у штокову порожнину гідроциліндра для відновлення вихідного міжвалкового зазору аналогічним шляхом.

Для примусової зміни міжвалкового зазору при переході на нову товщину використовують кроковий електродвигун 8, що через гвинт 10

переміщає гайку 11 і шарнірно зв'язаний з нею важіль 6 та шток розподільника 4 на дискретну величину, що відповідає необхідній зміні міжвалкового зазору. При цьому швидкість опускання гайки 11 дорівнює швидкості підйому валка, тобто важіль 6 не змінює свого положення і відповідний заданому переміщенню валка отвір розподільника 5 залишається відкритим, поки працює кроковий двигун 8

В даний час широке поширення одержали *комбіновані натискні механізми*, у яких для установки міжвалкового зазору використовується традиційний електромеханічний натискний механізм, а для його оперативної зміни - ГНУ у вигляді гідрошайб, розміщених між подушками верхнього валка і натискних гвинтів (рис. 3.2). Така конструкція відрізняється простотою виконання, і її можна використовувати в ході модернізації діючих станів з електромеханічним натискним пристроєм.

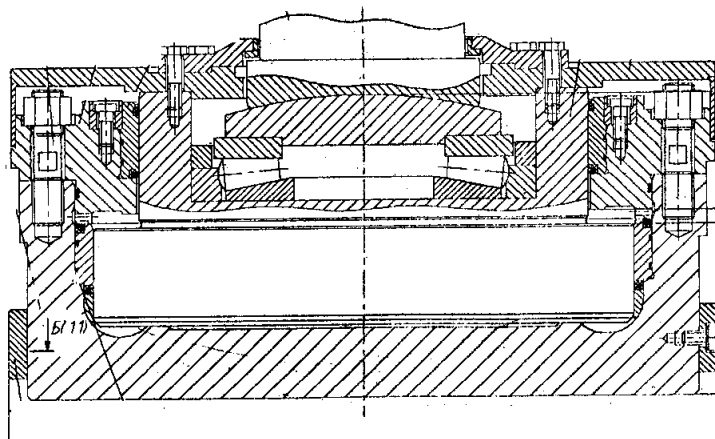


Рисунок 3.2 - Конструкція гідрошайби.

Розрахунок ГНУ здійснюють у наступній послідовності.

Діаметр штока гідроциліндра визначають з умови міцності на стиск:

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma]}}$$

де P – сила, що діє на шток, рівна половині сили прокатки
 $[\sigma]$ – напруження, що допускається, на стиск; $[\sigma]=\dots 130 \text{ Н/мм}^2$.

Діаметр поршня гідроциліндра визначають за величиною сили P и тиску в гідросистемі p :

$$D = \sqrt{d_{\text{сш}}^2 + \frac{4P}{\pi\rho}}$$

або приблизно

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi\rho}}$$

де $d_{\text{сш}}$ – діаметр слідкуючого штока, який вибирають конструктивно.

Товщину стінки гідроциліндра вибирають зі співвідношення (для сталевого корпусу)

$$R = \frac{r}{\sqrt{\frac{(\frac{[\sigma]}{\rho})^2 - \sqrt{(\frac{2[\sigma]}{\rho})^2 - 3}}{(\frac{[\sigma]}{\rho})^2 - 1}}} \quad \sigma_{\text{экв}} = P \frac{2R^2}{R^2 - r^2} \leq [\sigma]$$

де R – зовнішній радіус циліндра
 $r = D/2$ – внутрішній радіус циліндра
 $[\sigma]$ – допустиме напруження, $([\sigma] = 50 \text{ Н/мм}^2)$

Товщина стінки гідроциліндра

$$S = R - r.$$

Пристрої для врівноваження призначені для компенсації ваги верхнього валкового вузла з метою постійного контакту подушок верхніх валків до гвинтів натискного пристрою. Сила врівноважування повинна на 20.. 40% перевищувати вагу деталей, що врівноважуються. Існують наступні способи врівноваження верхнього валка:

Пружинне врівноваження. При звичайному врівноваженні подушки валка притискаються до гвинтів за допомогою пружин, що спираються на станину. Хід валка при цьому перевищує 50...100мм. Застосовується в сортових станах з постійним взаємним розташуванням калібрів.

Вантажне врівноваження. Виконується з контрвагами, розташованими під робочої кліттю, зусилля до валка передається системою важелів і штангами, що штовхають. Застосовується в

обтискних, товстостієвих і крупносортних станах. Переваги – простота і надійність у роботі. Недоліки – великі габарити вантажів, їхня маса та інерційність, складність фундаментів.

Гідравлічне врівноваження. Виконується за допомогою гідроциліндрів плунжерного типу, що знаходяться на станині або між подушками. У першому випадку встановлюється один циліндр, що переміщає траверсу, з'єднану з подушками верхнього валка, у другому – чотири циліндри, розташовані попарно в подушках нижнього валка. У станах кварто робочі й опорні валки врівноважуються циліндрами, розташованими в подушках робочого і опорного нижніх валків. Керуються гідроциліндри вантажним або пневматичним акумулятором, що забезпечує тиск 10...15 МПа. Гідравлічне врівноваження одержало поширення переважно у великих сучасних станах гарячої і холодної прокатки завдяки простоті конструкції і компактності. Недоліки – наявність витоків мастила й ускладнення перевалки валків через підведення гідравліки до подушок.

Вправи:

1. Виконати перевіірочний розрахунок основних параметрів гідроциліндрів ГНУ, якщо сила прокатки дорівнює 2000 кН, тиск у гідросистемі 10 МПа, матеріал штока – сталь 40Х ($[\sigma]=120 \text{ Н/мм}^2$, корпусу – сталь 40 ($[\sigma]=100 \text{ Н/мм}^2$).

2. Вивчити конструкцію пристрою врівноваження верхнього опорного валка стану

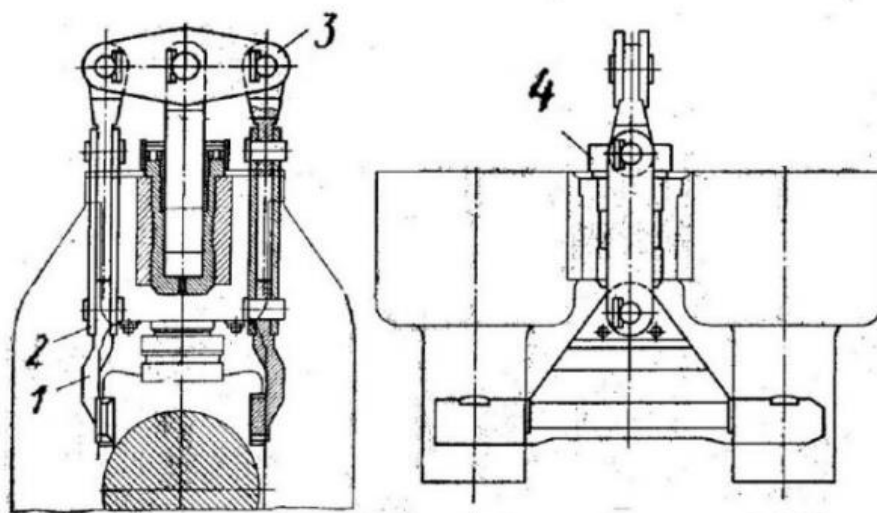


Рисунок 3.3 – Гідравлічне врівноваження опорного валка



Контрольні питання:

1. Назвіть переваги і недоліки ГНУ у порівнянні з електромеханічним натискним механізмом.
2. Опишіть роботу слідкуючої системи ГНУ при роботі в режимі постійного зазору між валками.
3. Яке призначення пристроїв врівноваження верхнього валка?
4. Назвіть типи пристроїв для врівноваження верхнього валка, укажіть їхні переваги і недоліки.
5. Вкажіть область застосування пристроїв різних типів для врівноваження верхніх валків.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №4

Вивчення конструктивних особливостей універсальних шпинделів

Мета заняття - поглиблене вивчення конструктивних особливостей універсальних шпинделів, що передають крутний момент від шестеренної кліти або безпосередньо від головних електродвигунів валкам робочої кліти; опанування студентами навичок з розрахунку на міцність елементів універсальних шпинделів.

Основні теоретичні відомості:

Для передачі валкам робочої кліти обертання і крутних моментів від шестеренної кліти або безпосередньо від головних електродвигунів застосовують шпинделі наступних типів: універсальні, шарнірні і зубчасті.

В основу конструкції універсальних шпинделів покладений принцип шарніра Гука, що забезпечує обертання відносно двох взаємно перпендикулярних осей, тому шпинделі можуть передавати обертання і крутний момент під кутом нахилу до $8...100$.

Довжина шпинделя L (по центрах шарніра) визначається, виходячи із припустимого кута перекосу шарніра $[-]$ і необхідної максимальної відстані між віссю валка й віссю провідного валу (рис. 4.1).

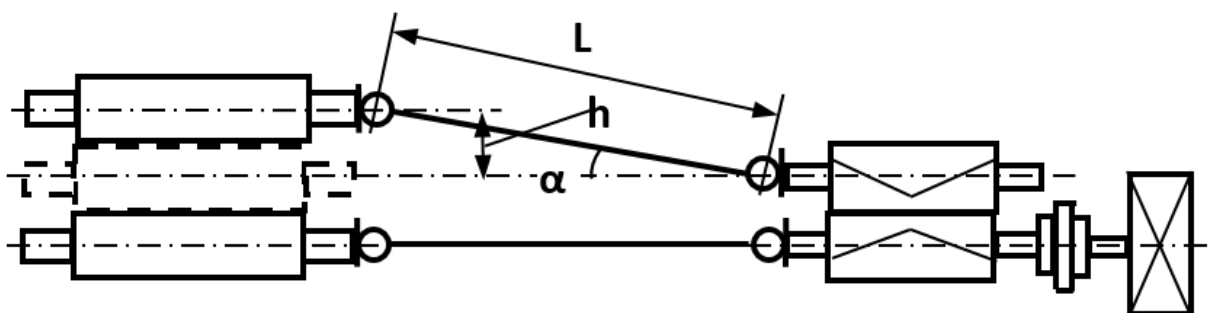



Рисунок 4.1- До визначення довжини шпинделя

Тому $L = h/\sin\alpha$, а проекція L на горизонталь дорівнює $h/\tan\alpha$. Для зменшення кута нахилу верхнього шпинделя нижній також іноді встановлюють під кутом, але меншим, тому що умови роботи нижнього шпинделя звичайно важче.



З урахуванням переточувань валків діаметр шарніра шпинделя з боку валка приблизно дорівнює $(0,85 \div 0,95)D_v$. Таким чином, габарити шарнірів шпинделів досить обмежені.

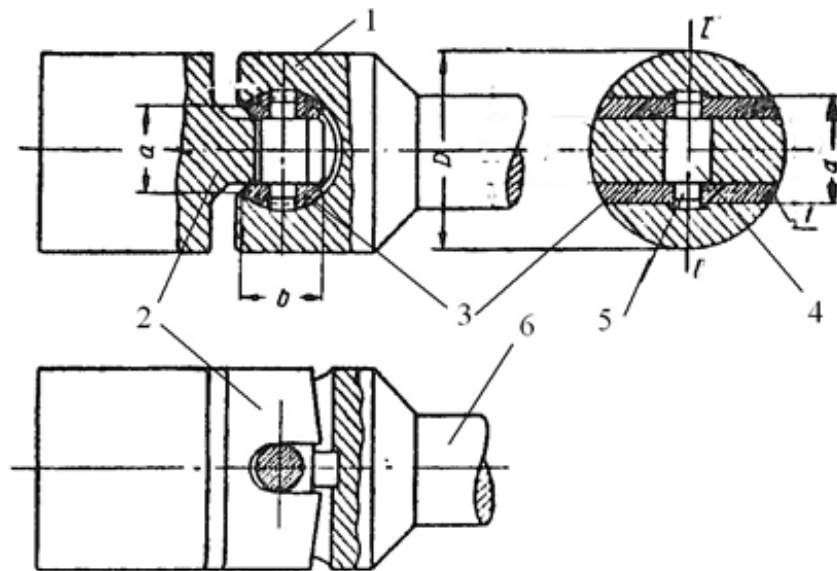
Шпинделі великих клітей (обтискних і товстолистових) повинні передавати більші динамічні навантаження, тому вони мають значні розміри й масу (до 40т кожний). Щоб розвантажити шарніри від ваги шпинделів, їх урівноважують. Для цього на валах шпинделів установлюються підшипники, а сила врівноваження створюється пружинним пристроєм (якщо $h < 50 \div 100$ мм) або гідравлічним (якщо $h > 100$ мм). Якщо немає можливості використовувати гідравлічне врівноваження, нижній шпиндель урівноважують пружинами, а верхній – контрвантажами. Шпинделі невеликих клітей (з $D_v < 450 \div 500$ мм) не врівноважуються.

Конструкція універсального лопатевого шпинделя. Універсальні шпинделі на вкладишах ковзання є найпоширенішим видом шпинделів і використовуються для приводу не тільки робочих клітей, але й правильних машин, ножиць і інших механізмів прокатних цехів. Допускають кут перекоосу $\alpha = 8 \div 10^\circ$, але при $\alpha > 6^\circ$ їхня стійкість помітно знижується. Шпинделі з вкладишами ковзання застосовують не тільки в клітях з великою висотою підйому валків, але й у клітях сортових і заготовочних станів у зв'язку з їх більш плавною роботою у порівнянні, наприклад, із трєфовими шпинделями.

Для компенсації зміни довжини шпинделя при збільшенні кута перекоосу один із шарнірів (з боку валка) роблять плаваючим в осьовому напрямку. Це також полегшує перевалку в осьовому напрямку.

Шарнір Гука універсального шпинделя складається з головки 1, лопаті із прорізом 2, у яку входить сухар 4 (рис. 4.2).

Своїми циліндричними цапфами 5 сухар 4 з'єднується із бронзовими вкладишами 3, зовнішня поверхня яких має циліндричну форму з радіусом, що дорівнює радіусу отвору (вікна) головки. На поверхні вкладишів є виступи, ширина яких дорівнює ширині С кільцевої проточки в головці. Сухар у зборі із вкладишами вставляється в циліндричне розточення головки 1 шарніра. Вкладиші з поверхнею отвору головки утворюють пари ковзання. Головки шпинделя знаходяться з обох боків вала 6, а лопаті встановлені на хвостовики прокатного та шестеренного валків.



1 – головка; 2 – лопать; 3 – вкладиш; 4 - сухар; 5 – цапфа сухаря;
6 - вал

Рисунок 4.2 – Шарнір шпинделя на вкладишах ковзання

Конструкція шпинделя на підшипниках кочення. Шпиндель на підшипниках кочення - шарнір Кардано, відомий у практиків як кардан або карданний вал, у якому тертя ковзання, що має місце в шарнірі Гука, замінено тертям кочення за рахунок використання підшипників кочення. Принципова схема шпинделя наведена на рис. 4.3., а конструкція – на рис. 4.4. Ці шарніри складаються із двох вилок напівмуфт 1 і 3, одна із яких (з боку приводу) має шліцеву втулку 6 для посадки на шліцевий кінець вала шпинделя 7, а інша за допомогою фланця з'єднується із приводним кінцем валка (див. рис. 4.4). У розточення вилок вставляються хрестовини 2 з надітими на них підшипниками кочення 5.

Принцип шарніру Гука в цих шпинделях реалізується в прямому виді, оскільки осі хрестовин співпадають з осями обертання вказаного шарніру, а вилки обертаються навколо них на підшипниках. Внаслідок менших втрат на тертя припустимий кут перекоосу сягає 15° . Ці шпинделі мають найбільший к.к.д.

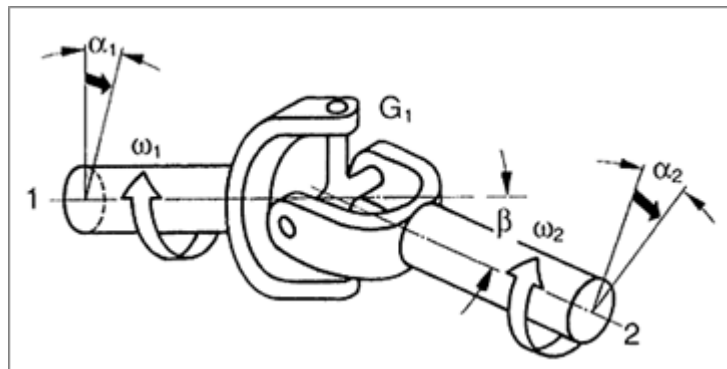
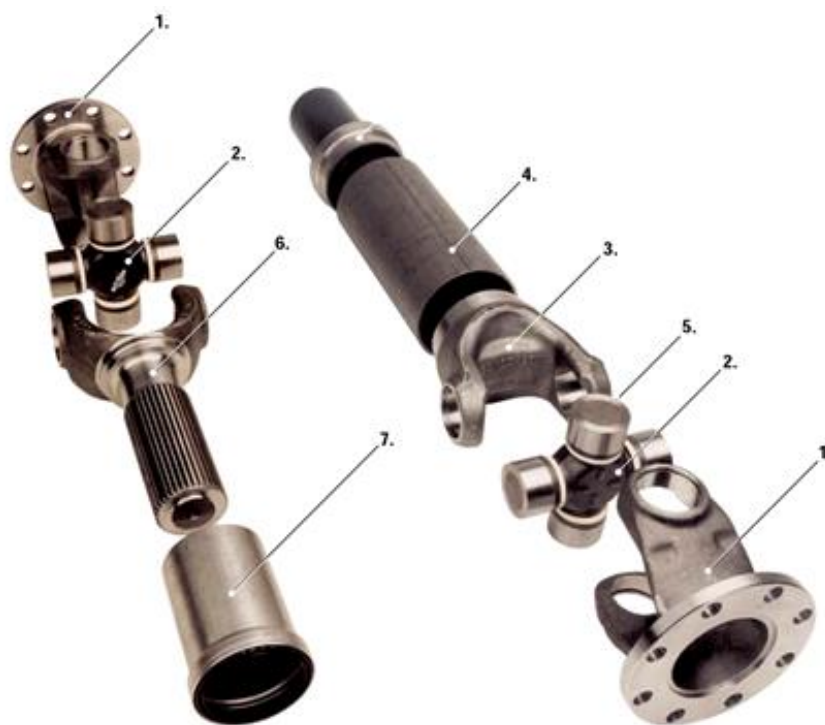


Рисунок 4.3 - Принципова схема шарніру карданного валу (шпинделя на підшипниках кочення)




1 – напівмуфти з вилками; 2 – хрестовини; 3,6 – напівмуфти (вилки) шпинделя; 4 – вал; 5 – голчастий підшипник; 7 – шліцева втулка

Рисунок 4.4 – Конструкція шпинделя на підшипниках кочення

Перевагами карданних валів є:

- більший у порівнянні з іншими шпинделями робочий кут перекошу;
- висока зносостійкість, тому що тертя ковзання замінене тертям кочення, а герметичність конструкції шарніра забезпечує надійне втримання густого мастила;



- невибагливість в експлуатації, тому що не з'являються люфти внаслідок малого зношування.

Недоліки:

- низька питома навантажувальна здатність шарніра через більші габарити підшипників кочення, оскільки величина моменту, який він передає, залежить від розмірів підшипників та хрестовин. Тому умова радіального розміру шарніру $D_{ш} = (0,85 \div 0,95)D_{в}$ не виконувалась. Такі шпинделі використовували у вертикальних клітках листових станів, де валки не зводяться впритул і вказана умова не є обов'язковою.

- небажаність застосування при великих частотах обертання, оскільки з їхнім ростом довговічність підшипників кочення різко знижується.

Але з появою голчастих підшипників, які витримують значні навантаження при малих розмірах внаслідок відсутності внутрішнього кільця та малих діаметрів тіл кочення (див. рис. 11.8, б), розміри шарнірів карданів наблизились до розмірів шпинделів на вкладишах ковзання. Провідними світовим виробниками карданних валів – фірмами Voith та GWB (Німеччина), розроблені шпинделі, здатні передавати крутні моменти 11 -15 МНм. Тому в останній час такі шпинделі стають основними в головних лініях сучасних робочих клітей.

Конструкція шпинделів на підшипниках кочення не дозволяє компенсувати зміну його довжини за рахунок власне шарніру. Тому вал шпинделя виконують з двох частин: шліцевого валу та шліцевої втулки (іноді втулку виконують як окрему деталь).

Вправи:

1. Вивчити конструкцію шпинделя на вкладишах ковзання (рис. 4.5).
2. Розрахувати довжину універсального шпинделя, якщо хід верхнього валка становить 200 мм
3. Вивчити конструкцію шарніру шпинделя на підшипниках кочення (рис 4.6)

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №5

Вивчення конструкції та розрахунок ножиць з паралельними ножами

Мета заняття - вивчити конструктивні особливості ножиць з паралельними ножами і набути практичні навички з розрахунку вузлів ножиць.

Основні теоретичні відомості:

Ножиці з паралельними ножами застосовують для поперечного розрізування гарячого металу: блюмів, слябів, сортових заготовок прямокутного перетину. Застосовують їх також для холодного різання профілів за допомогою фасонних ножів. У цих ножиць ріжучі крайки ножів паралельні один одному.

Процес різання складається із трьох періодів (рис.5.1,в):

1 Вминання ножів у метал. При цьому сила на ножі поступово збільшується до максимального значення P_{\max} . Тривалість цього періоду характеризується коефіцієнтом ε_B , рівним відношенню глибини впровадження ножів у метал при вминанні Z_ϵ до вихідної висоти

перетину металу: $\varepsilon_B = \frac{Z_\epsilon}{h}$.

2 Власне різання (зрушення металу на площині різання); при цьому сила різання зменшується в міру зменшення висоти (площі) перетину металу.

3 Сколювання (відрив) перетину нерозрізаної частини, що залишилася,. Момент закінчення власне різання й початку сколювання (відриву) характеризується коефіцієнтом надрізу ε_H , рівним відношенню глибини впровадження ножів наприкінці різання Z_H (початок відриву) до

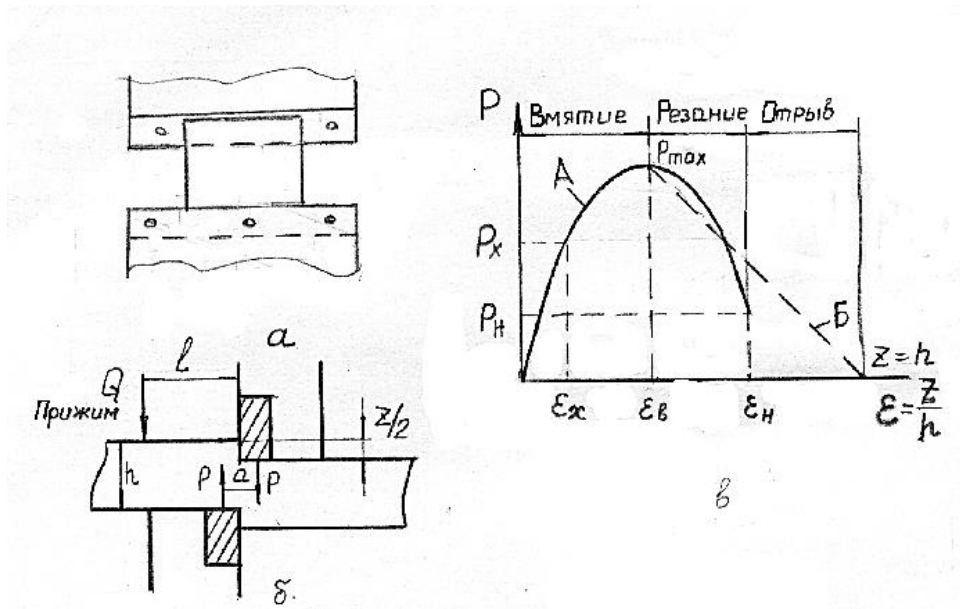
вихідної висоти перетину металу, тобто $\varepsilon_H = \frac{Z_H}{h}$.

Максимальне сила різання паралельними ножами наприкінці періоду вминання дорівнює силі в момент початку різання (зрушення) металу по площині різання, тому можна вважати, що

$$P_{\max} = \tau_{\max} F_{\text{різ}} = k_1 \sigma_\epsilon F_{\text{різ}},$$

де τ_{\max} – максимальний дотичний опір при різанні (зрушенні) металу;

k_1 – коефіцієнт, що дорівнює відношенню максимального опору зрізу до порогу міцності,



А – експериментальна крива; Б – пряма на ділянці власне різання

Рисунок 5.1 - Схема різання металу на ножицях з паралельними ножами (а, б) і вимір сила на ножі (в) залежно від глибини впровадження

ножів $\varepsilon_x = \frac{z_x}{h}$.

$$k_1 = \frac{\tau_{\max}}{\sigma_B} = 0,6 \dots 0,7 ;$$

для м'яких металів – $k_1 = 0,7$,

для твердих металів – $k_1 = 0,6$;

$F_{\text{різ}}$ – перетин металу в момент закінчення вмивання ножів (початок власне різання), висота перетину металу дорівнює: $h - z = h(1 - \varepsilon)$, тому площа перетину, що сприймає напруження зрізу, $F_{\text{різ}} = h(1 - \varepsilon)B$, де B – ширина металу, що розрізається;

ε_ε – коефіцієнт вмивання, визначається експериментально.

Тому розрахункова формула максимальної сили різання буде мати такий вигляд:

$$P_{\max} = k_1 k_2 k_3 \sigma_s v h (1 - \varepsilon_s),$$

де k_2 – коефіцієнт, що враховує збільшення сили різання при затупленні ножів у процесі тривалої роботи ножиць;

k_3 – те ж за умови збільшення бічного зазору між ножами.

На підставі практичних даних можна приймати наступні значення цих коефіцієнтів:

при гарячому різанні $k_2 = 1,10 \dots 1,20$, $k_3 = 1,15 \dots 1,25$;

при холодному різанні $k_2 = 1,15 \dots 1,25$, $k_3 = 1,20 \dots 1,30$.

Для випадків різання металу непрямокутного перетину (наприклад, кола) його перетин необхідно привести до рівновеликого по площі прямокутного перетрізу, тобто прийняти, що $F_{\text{сеч}} = v \cdot h$.

Конструкція ножиць з паралельними ножами

Різання металу 1 здійснюють вертикальним переміщенням одного з ножів 2, установленим у супорті 3 (рис.5.2).

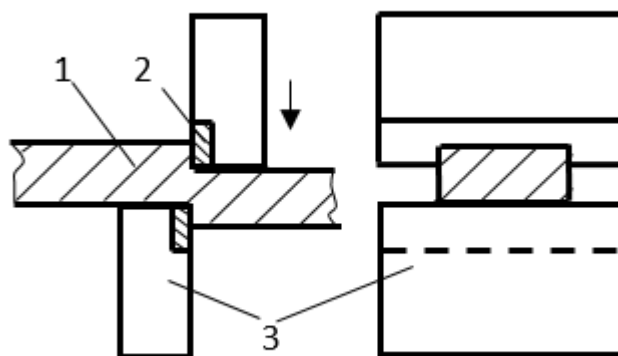


Рисунок 5.2 - Ножиці з паралельними ножами

Відомі конструкції ножиців з верхнім різом і з нижнім різом. У першому випадку рухливим є верхній ніж, а в другому - обое, але різання здійснюється рухом нижнього ножа.

Недоліками ножиців з верхнім різом є необхідність виконання рольганга біля них у вигляді підйомно-хитного стола, оскільки

2. Виконати розрахунок ексцентрикового валу (рис. 5.4), за умови розрізання слябу розмірами $H \times B = 200 \times 1500$ мм з порогом міцності матеріалу $\sigma_B = 100$ МПа та значенням $\varepsilon_s = 0,45$. Відстань між ексцентриками 3750 мм, між опорами 2600 мм.

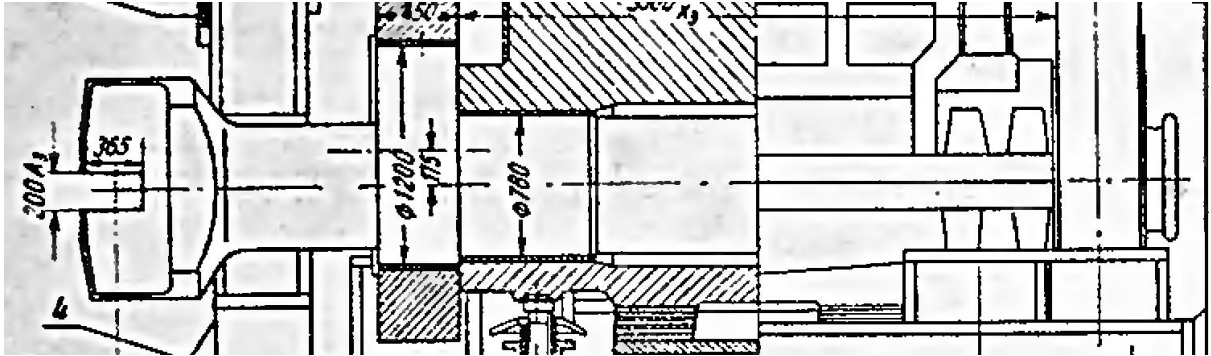


Рисунок 5.4 – Приводний ексцентриковий вал

Контрольні питання:

1. У яких умовах доцільно застосовувати ножиці з паралельними ножами?
2. У чому складаються конструктивні особливості ножиць з верхнім і нижнім різом?
3. Як змінюється сила різання при різанні на паралельних ножах?
4. Від яких параметрів залежить сила різання?
5. З якого матеріалу виготовляють ножі ножиць гарячого різання?
6. Чим характеризуються основні етапи процесу різання?
7. Що збільшує коефіцієнти k_2 й k_3 при різанні металу в паралельних ножах

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №6

Вивчення конструкції летучих ножиць з паралельним рухом ножів

Мета заняття - вивчити принцип роботи та конструктивні особливості механізмів летучих ножиць різних типів з паралельним рухом ножів.

Основні теоретичні відомості:

Основним недоліком барабанних летучих ножиць є те, що через рух ножів по круговій траєкторії в момент різання вони зустрічаються зі смугою під деяким кутом, внаслідок чого виникають більші динамічні навантаження й площина різання не є вертикальною; по цій же причині установка одного ножа похило (як на гільйотинних ножицях) з метою зменшення динамічних зусиль при різанні натрапляє на значні труднощі.

Для того, щоб площина різання смуги була б можливо більш рівною й вертикальною (особливо при різанні товстих смуг) і можна було б при цьому застосувати гільйотинне різання (один ніж розташувати похило стосовно іншого), необхідно, щоб ножі в період різання зближалися, залишаючись паралельними один одному, і становили кут 90° зі смугою, що рухається.

Серед багатьох різноманітних конструкцій летучих ножиць, що задовольняють цим вимогам, за принципом дії можна виділити три основні типи: маятникові, планетарні та кривошипно-важільні. Інші конструкції є або різновидами вказаних типів, або оригінальними конструкціями, що не набули розповсюдження. Перші два типи використовують, переважно, на сортових станах, третій - як на сортових, так і на листових

Маятникові ножиці. Маятникові летучі ножиці мають просту конструкцію й надійні в експлуатації, однак внаслідок великої інерційності мас, що рухаються, вони досить тихохідні й застосовуються для різання на ходу металу, що рухається зі швидкістю не більше 2,5 м/с.

Кінематична схема ножиць наведена на рис.6.1.

На середньому ексцентрику верхнього приводного вала 1 підвішений шатун із супортом і верхнім ножем 2. На двох бічних ексцентриках вала підвішений нижній супорт із ножем 3. При повороті ексцентрикового вала на 360° верхній супорт 4 опускається вниз (на величину подвійного ексцентриситету), а нижній супорт 5 піднімається нагору й вертається у вихідне положення; у проміжному положенні при

зближенні ножів відбудеться різання заготовки. Тому що верхній супорт 4 переміщається в напрямних пазах 6 нижнього супорта, то при різанні заготовки, що рухається, супорти, що займали перед різанням похиле положення, будуть рухатися вправо (по русі заготовки) подібно маятнику, підвішеному на верхньому приводному валу. Повернення маятника у вихідне положення (ліве) забезпечується моментом від контвантажа. Крайні положення маятника фіксуються амортизаторами 8. Ножиці працюють у режимі запусків електродвигуна від фотореле, встановленого перед ножицями, яке засвічується переднім кінцем гарячої заготовки, що рухається по рольгангу.

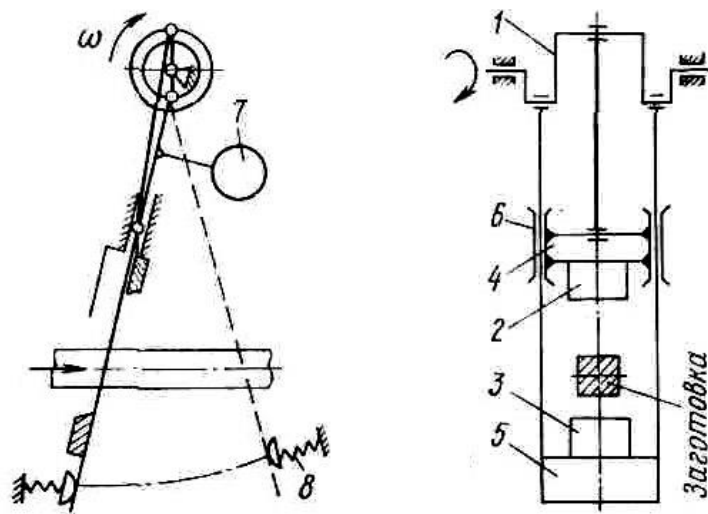


Рисунок 6.1 - Кінематична схема маятникових ножиць

Планетарні ножиці. Механізм різання планетарних ножиць складається із двох приводних барабанів, що приводяться з однієї сторони зубчастими шестірнями. Усередині кожного барабана 2 (на рис. 6.2 барабан представлений у вигляді рамки диференціала) є планетарна зубчаста передача, що складається із сонячної (центральної) 3, проміжної (паразитної) 4 і планетарної 5 шестірень. Вали всіх шестірень встановлені на роликових підшипниках; вал планетарної шестірни має три опори; між двома крайніми опорами на валу цієї шестірни жорстко закріплена ріжуча головка (супорт) з ножем. Ножиці можуть працювати у двох режимах: а) без пропуску різ; б) із пропуском різ.

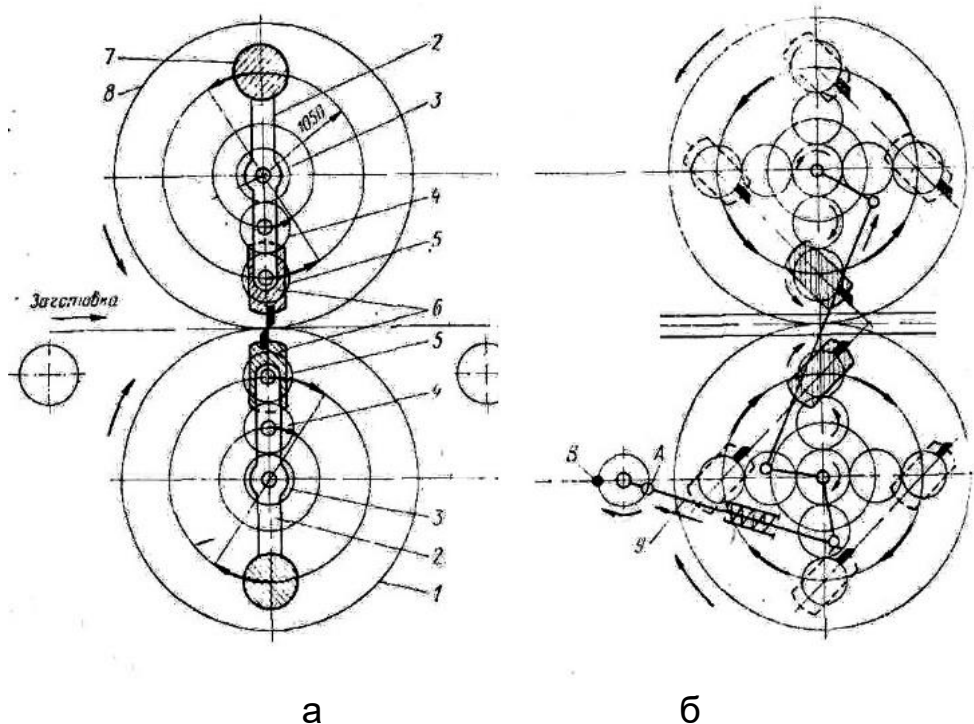


Рисунок 6.2 - Кінематична схема планетарних ножиць

Робота ножиць без пропуску різь. Сонячні (центрльні) шестірні 3 нерухомі: при обертанні зубчастих коліс 1 і 8 барабанів (рамки диференціалів 2 з баланси́ром 7) планетарні шестірні 5 і супорти з ножами 6 роблять плоский поступальний рух по круговій траєкторії, радіус якої дорівнює відстані між центрами сонячної й планетарної шестерень. При цьому параметри механізму підібрані так, що кутові швидкості диференціалів 2 дорівнюють кутовим швидкостям планетарних шестерень 5 і спрямовані в протилежному напрямку. Оскільки вони взаємно компенсують одна одну, то вертикальне положення ножів не змінюється на протязі всього оберту диференціалів. При відповідному радіусі цієї траєкторії і при синхронності швидкостей ножів і смуги ножі будуть зустрічатися наприкінці кожного оберту й різати смугу (заготовку) на основні довжини, при цьому ріжучі поверхні будуть залишатись паралельними.

Робота ножиць із пропуском різь. У конструкції ножиць передбачена можливість різання тільки з одним пропуском різь ($k = 2$), при цьому довжина різь складе $L = 2L_{осн}$. Пропуск різь здійснюється шляхом обертання сонячних шестерень 3, які провертають паразитні 4 і планетарні 5 шестерні з супортами. Швидкість обертання планетарних шестерень стає вдвічі меншою за швидкість обертання диференціалів 2, тому за один повний оберт ножі в супорті повернуться на 180° і не

зустрінуться для різання металу, а за другий оберт провертання ножів складе 360° і вони зустрінуться для розрізання металу.

Для обертання сонячні шестерні з'єднані між собою шарнірно-важільним антипаралелограмом (рис. 6.2, б), який приводиться від кривошипно-важільного механізму 9, швидкість якого і визначає зазначену кінематику роботи пропуску різі.

Планетарні ножиці найбільш врівноважені і допускають розрізання на швидкості до 7 м/с (заготовка) та 20 м/с (простий сорт). Недоліком цих ножиць є більш складна конструкція механізму різання й більший сумарний маховий момент (момент інерції) обертових мас, що вимагає застосування електродвигуна більшої потужності.

Кривошипно-важільні ножиці. Ножі кривошипно-важільних ножиць рухаються по складній еліпсоподібній траєкторії, а на ділянці різання ця траєкторія майже збігається з горизонтальним рухом смуги (ножі рухаються поступально, зближуючись по вертикалі).

На рис. 6.3, а, б наведено схеми ріжучого механізму важільно-кривошипних летучих ножиць. Жорсткі важелі ABC і $A'B'C$ шарнірно з'єднані в точках A і A' з важелями (сергами) AT і $A'O_1$ а в точках $У$ і B' із кривошипами BO_x і $B'O_1$, центри яких $У$ і B' обертаються по окружностях навколо центрів O_2 і O_1 .

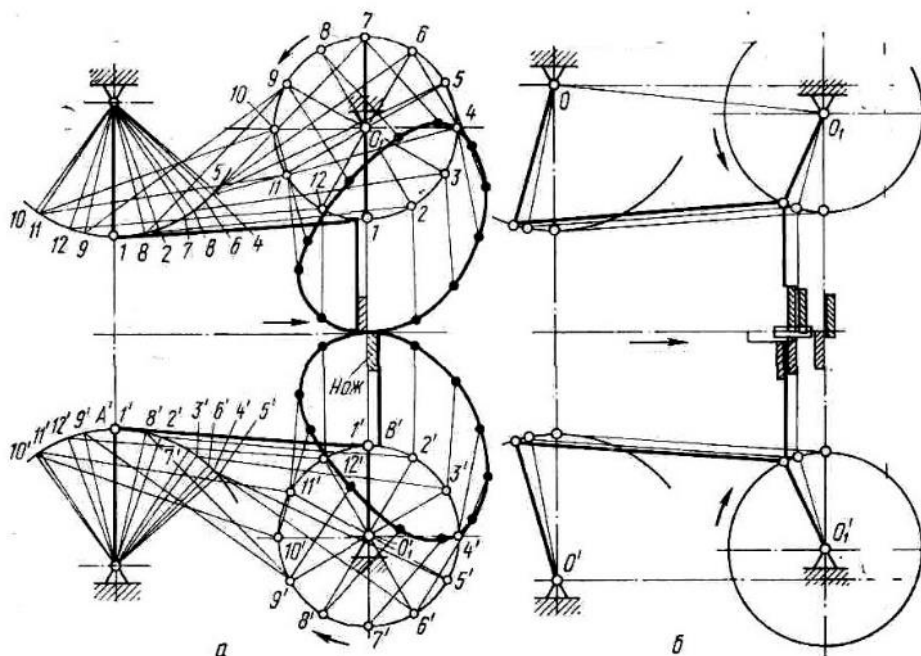


Рисунок 6.3 - Траєкторія руху ножів при обертанні кривошипу (а) та схема механізму та руху ножів під час різання металу (б) кривошипно-важільних ножиць

При обертанні шарнірів $У$ і $В'$ по окружностях важелі AB і $A'B'$ будуть гойдатися вправо й уліво разом із сергами AT і $A'O'$ при цьому ножі, закріплені на коротких плечах жорстких важелів ABC і $A'B'C$, будуть рухатися по складних траєкторіях у вигляді похилих витягнутих еліпсів; на ділянці різання ці траєкторії стають досить пологими (майже горизонтальними), тому ножі будуть рухатися майже горизонтально поступально, залишаючись паралельними один одному: завдяки цьому площина різання буде вертикальною, а з метою зменшення зусилля різання один з ножів (звичайно верхній) можна встановлювати похило стосовно іншого. Бічний зазор між ножами можна регулювати зміною відстані між шарнірами A і O ; для цього шарнір O установлений на ексцентриковій осі.

Істотним недоліком розглянутих вище ножиць є велика інерційність механізму різання при нерівномірному русі ножів, тому такі ножиці застосовують тільки для різання смуги при швидкості не більше 2 м/с. Іншим недоліком цих ножиць є відсутність пропуску різі. Для пропуску різі розроблено кривошипно- важільні ножиці з так званим ковзним кривошипом.

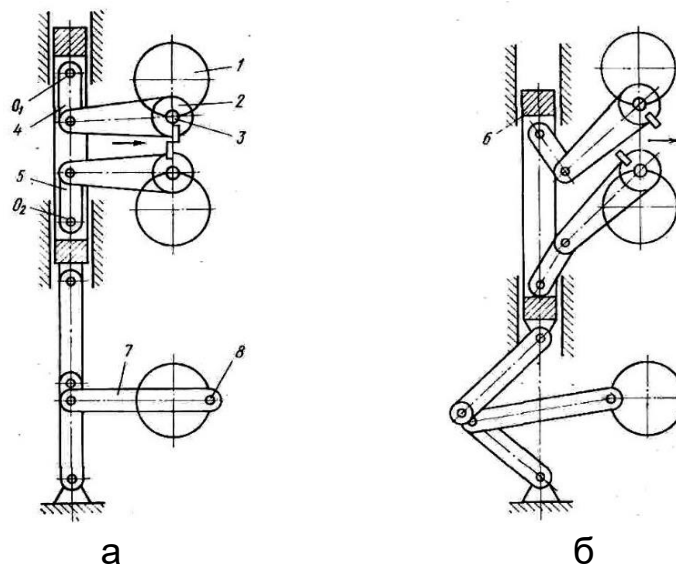



Рисунок 6.4 - Кінематична схема кривошипно-важільних ножиць з ковзним кривошипом під час роботи (а) та при пропуску різі (б).

При безперервному обертанні бічних приводних барабанів 1 супорти 2, шарнірно з'єднані із кривошипами 3, будуть робити плоский зворотно-поступальний рух; при цьому ножі будуть описувати еліпсоподібні траєкторії, що перетинаються в момент різання (див. рис.



11.4,а), тобто різання смуги буде відбуватися за кожний оберт кривошипа 3, серги 4 і 5 роблять хитний рух відносно шарнірів O_1 і O_2 .

Ці шарніри розташовані в бічних вертикальних пустотілих штангах 6, які можуть переміщатися по напрямній долілиць і нагору (так звані ковзні кривошипи) за допомогою шатунно-кривошипного механізму 7.

Якщо не потрібно різати смугу, бічні штанги 6 опускаються долілиць; при цьому ножі розійдуться; верхній ніж разом зі своїм супортом відхилиться вправо, і нижній уліво; при безперервному обертанні приводних барабанів 1 ножі як і раніше будуть описувати еліптичні траєкторії, але вони не будуть перетинатися між собою на ділянці різання.

Якщо потрібно різати смугу не за кожний оберт барабанів 1, а через один оберт (різання листів «подвійної довжини»), то відповідно після кожного різання треба опускати в нижнє крайнє положення бічні штанги 6 і потім після одного оберту кривошипів 3 і пропуску одного різання підняти їх нагору у вихідне положення для того, щоб наступний різ відбувся наприкінці другого оберту кривошипів 3. Таким чином, при різанні «подвійних довжин» бічні вертикальні штанги 6 роблять безперервний зворотно-поступальний рух через один оберт приводних барабанів 1 і кривошипів 3; при цьому нижній кривошип 8 повинен обертатися з кутовою швидкістю, у два рази меншою, ніж кривошип 3; верхнє положення штанг 6 відповідає різанню смуги, а нижнє — пропуску різання. Очевидно, що для різання смуги на листи довжиною в 3 або в 4 рази більшою, необхідно, щоб вертикальні штанги після чергового різання опускалися долілиць і верталися у вихідне положення відповідно після двох і трьох обертів кривошипів 3. Такий режим різання листів великої довжини з подвійним і потрійним пропуском різання смуги можливий, але на практиці його не застосовують, бо при роботі з подвійним або потрійним пропуском різання в момент пропуску різання штанги не будуть перебувати в крайнім нижньому положенні - вони будуть підніматися нагору; при цьому відстань між ножами буде недостатнім для вільного проходження смуги.

Вправи:

1 Вивчити конструкцію маятникових ножиць (рис. 6.5), та послідовність роботи під час різання.

2 Розглянути конструкцію кривошипно- важільних ножиць (рис. 6.6) та дію під час різання. Проаналізувати конструкцію механізмів приводу барабанів, регулювання бічного зазору ножів та вибирання зазорів в зубчастих зачепленнях.

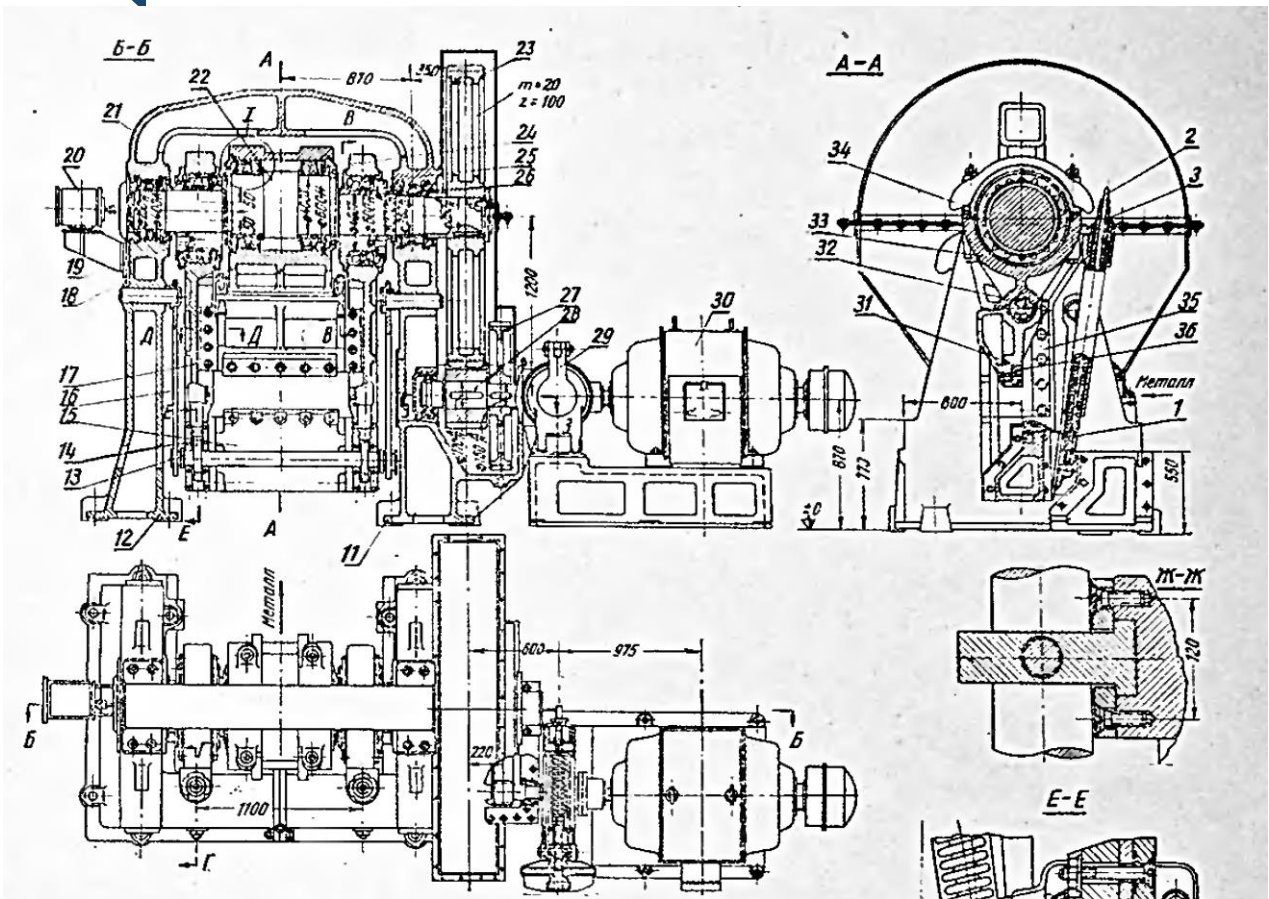


Рисунок 6.5 – Маятникові ножиці

Контрольні питання:

1. Яке призначення летучих ножиць?
2. Назвіть типи летучих ножиць, вкажіть їхні переваги та недоліки?
3. Наведіть кінематичну схему маятникових ножиць та поясніть принцип дії
4. Наведіть кінематичну схему планетарних ножиць та поясніть принцип дії
5. Поясніть роботу планетарних ножиць під час пропускання різь.
6. Наведіть кінематичну схему кривошипно-важільних ножиць та поясніть принцип дії.
7. Наведіть кінематичну схему ножиць з ковзним кривошипом та поясніть принцип дії при роботі та під час пропускання різь.

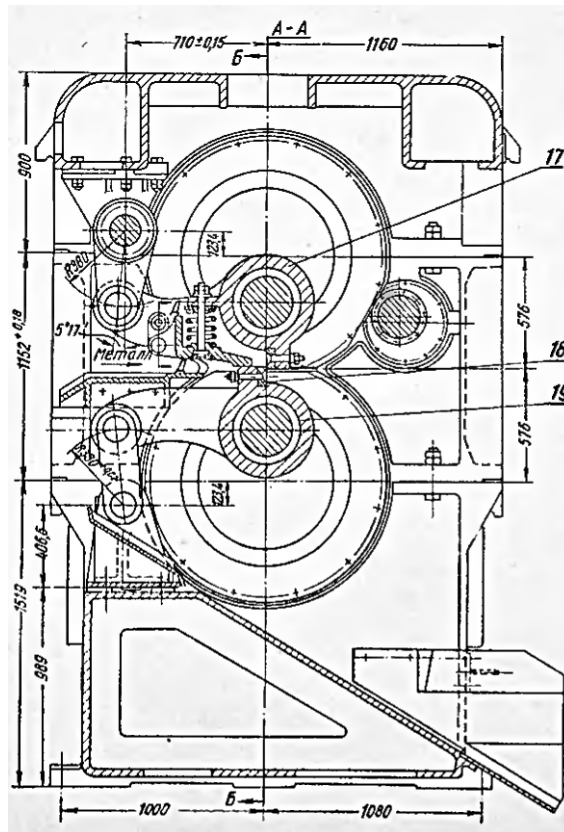
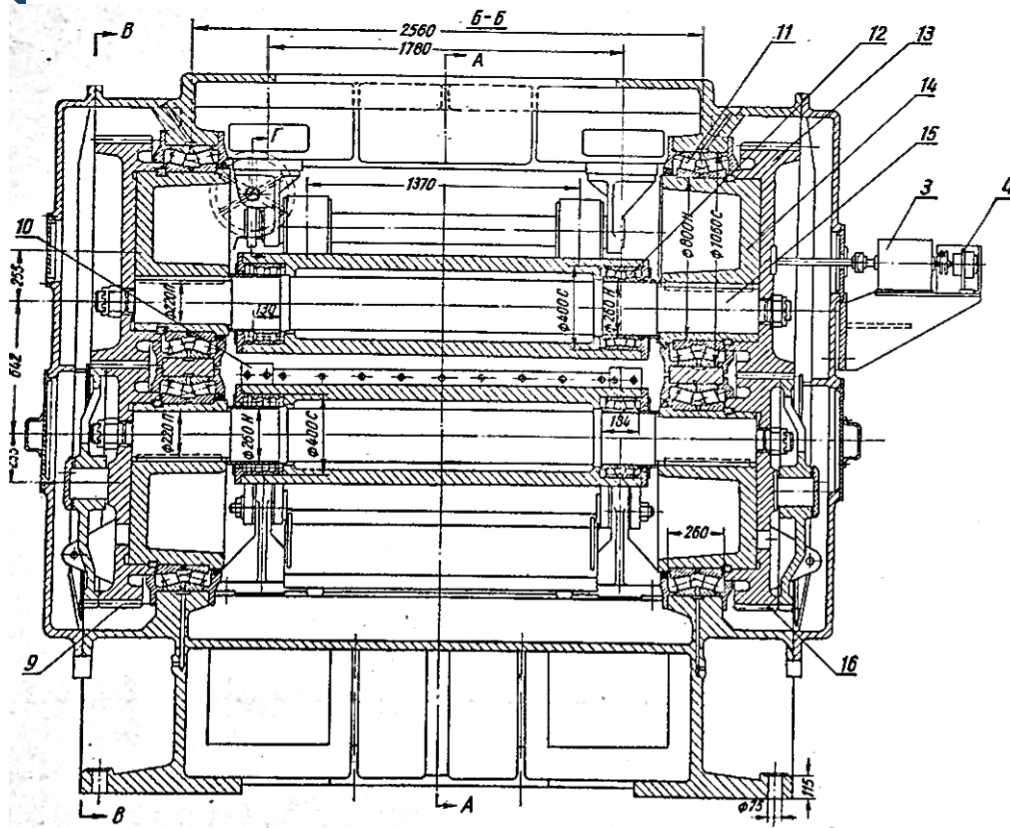


Рисунок 6.6 – Кривошипно-ексцентрикові ножиці

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №7

Вивчення конструкції та розрахунків дискових ножиць

Мета заняття - вивчити конструктивні особливості механізмів дискових ножиць різних типів, здобути практичні навички з розрахунку енергосилових параметрів.

Основні теоретичні відомості:

Дискові ножиці застосовують для обрізки крайок у широких смуг і різання цих смуг уздовж на більш вузькі. Різальним інструментом дискових ножиць є дискові ножі. Залежно від виконуваних операцій ножиці можуть мати дві пари ножів або більше. Для обрізки крайок застосовують двохпарні дискові ножиці, а для розпуску широкої смуги – багатопарні. Основними параметрами дискових ножиць є: діаметр ножів D , товщина дискових ножів δ , припустимий кут захвата α й товщина h металу, що розрізається (рис.7.1).

Діаметр дисків ножів розраховують по формулі $D = \frac{h + \Delta}{1 - \cos\alpha}$, де перекриття $\Delta = 1...3\text{мм}$ (чим товще смуга, тим менше перекриття ножів). Можна також використовувати спрощену формулу $D = (50...100)h$. Товщину диска приймають: $S = (0,06 - 0,10)D$. При $h > 10$ мм застосовують негативне перекриття (ножі не перекриваються) з невеликим бічним (горизонтальним) зазором $\Delta = (0,05...0,08)\%$ (при різанні смуги з товщиною менш 0,2 мм ножі встановлюють щільно, без зазору). Негативні перекриття ножів установлюються при розрізуванні не тільки товстих, але й тонких смуг з високоміцних і мало пластичних матеріалів. Робота ножиць з негативними перекриттями забезпечує кращий захват смуги й кращу якість різки.

Ножі виготовляють із хромовольфрамкової сталі марки 5ХВС із твердістю після термообробки 60HRC; кут загострення ножів приймають 90° (ножі строго циліндричні). Розрізування металу на дискових ножицях може відбуватися як при позитивних, так і при негативних перекриттях ножів.

Максимальна товщина смуг, що ріжуть на дискових ножицях, обмежена 25 мм. На товстолистових станах в гарячому стані ріжуть лист товщиною до 40мм, але схема різання дещо інша. Економічно більш доцільно поздовжнє різання товстих смуг ($h > 25\text{мм}$) робити на ножицях з котким різом.

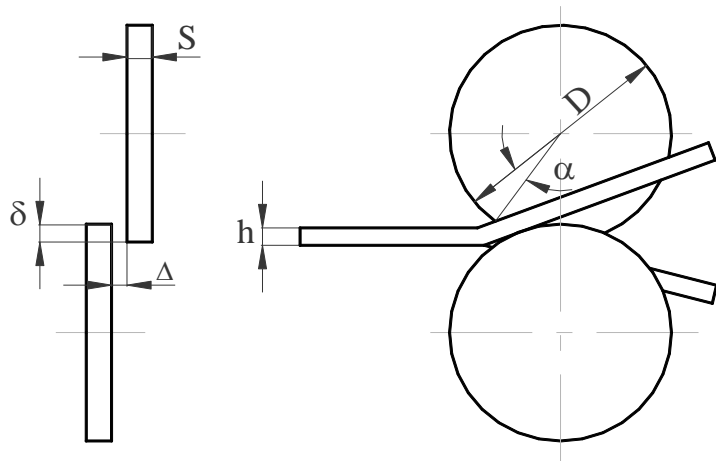


Рисунок 7.1 - Схема різання на дискових ножицях

Визначимо енергосилові параметри процесу різання. Дуги AC і BP (рис.7.2) замінимо відповідними хордами; у такому випадку процес різання дисковими ножами буде аналогічний процесу різання похилими ножами.

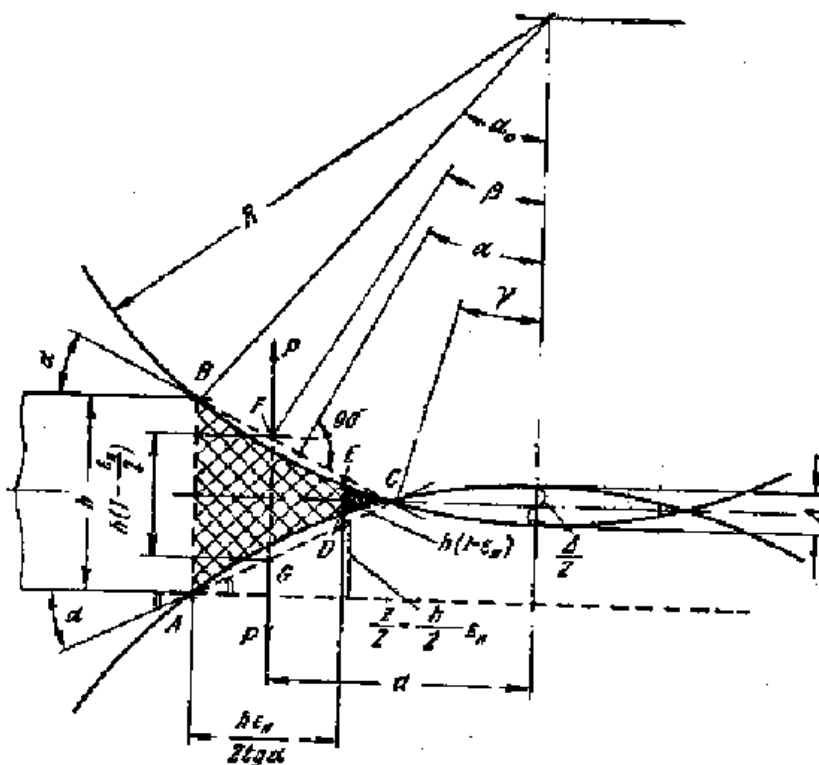



Рисунок 7.2 - Схема до визначення сили й моменту різання на дискових ножицях



При деякому перекритті ножів S сколювання (відрив) у перетині ED буде відбуватися при величині коефіцієнта відносного надрізу перетину

$$\varepsilon_H = 2 \frac{z/2}{h} = \frac{z}{h}.$$

Площа зрізу (зрушення) дорівнює площі трапеції $ABDE$:

$$F = \frac{h - h(1 - \varepsilon_H)}{2} \frac{h\varepsilon_H}{2\operatorname{tg}\alpha} = \frac{2 - \varepsilon_H}{4\operatorname{tg}\alpha} \varepsilon_H h^2.$$

За аналогією з формулою для гільйотинних ножиць максимальну силу різання дисковими ножицями з однією парою ножів можна визначити по формулі

$$P = \tau_{\text{ср}} F = k_1 k_2 k_3 \sigma_B \frac{2 - \varepsilon_H}{4\operatorname{tg}\alpha} \varepsilon_H h^2.$$

Значення коефіцієнтів k_1, k_2, k_3 такі ж, що й для випадку різання на гільйотинних ножицях:

$$k_1 = \frac{\tau_{\text{max}}}{\sigma_B} = 0,6 \dots 0,7 :$$

де для м'яких металів – $k_1 \approx 0,6$; для твердих металів – $k_1 = 0,7$;

k_2 – коефіцієнт, що враховує збільшення сила різання при затупленні ножів у процесі тривалої роботи ножиць;


k_3 – те ж при збільшенні бічного зазору між ножами.

На підставі практичних даних можна приймати наступні значення цих коефіцієнтів:

при гарячому різанні – $k_2 = 1,1 \dots 1,2$; $k_3 = 1,15 \dots 1,25$;

при холодному різанні – $k_2 = 1,15 \dots 1,25$; $k_3 = 1,2 \dots 1,3$.

Принциповою різницею між визначенням сили різання в гільйотинних та дискових ножицях є те, що для перших кут α є постійною



конструкційною величиною, а для других - перемінною, яка залежить від товщини металу та перекриття.

Кут нахилу α знайдемо, виходячи зі схеми:

$$\alpha = \gamma + \frac{\alpha_0 - \gamma}{2} = \frac{\alpha_0 + \gamma}{2}$$

Кут захвату α_0 визначимо як:

$$\cos \alpha_0 = 1 - \frac{h + \Delta}{2R}; \quad 1 - \cos \alpha_0 = 2 \sin^2 \alpha_0 / 2 \approx \alpha_0^2 / 2;$$

Тоді

$$\alpha_0 \approx \sqrt{\frac{h + \Delta}{R}}$$

Кут перекриття γ визначимо як:

$$\cos \gamma = \frac{R - \Delta/2}{R},$$

звідки , аналогічно попередньому випадку

$$\gamma \approx \sqrt{\frac{\Delta}{R}}$$

Знаючи силу різання однією парою ножів, неважко визначити момент, який потрібно прикласти до обох дисків для їхнього обертання при різанні. Різання металу одним диском відбувається на ділянці дуги (хорди) BE (у точці E настає сколювання – відрив). Рівнодіючі сил на диски прикладені посередині дуг BE й AD , тому момент для обертання двох дисків дорівнює:

$$M_{\text{різ}} = 2P_a,$$

де a – плече прикладення сили P , $a = R \sin \beta$, де β – кут прикладення сили P , який визначаємо з виразу

$$\cos \beta = 1 - \frac{h - (1 - \frac{\varepsilon_H}{2}) - \Delta}{2R}; \quad \cos \beta = \sqrt{(h(1 - \frac{\varepsilon_H}{2}) - \Delta) / R}$$

При $\varepsilon_H = 0$ (сколювання без розриву) – $\beta = \alpha_0$;

при $\varepsilon_H = 1$ (різання по всьому перетині без сколювання) – $\beta = \alpha$.

Момент тертя в опорах приводних валків при різанні однією парою дисків

$$M_{тер} = P\mu d,$$

де μ й d коефіцієнт і діаметр тертя в підшипниках опор приводних валків, $\mu = 0,005$

Потужність електродвигуна для привода ножиць, що мають n пар дисків діаметром $D = 2R$, обертових з окружною швидкістю v й кутовою швидкістю

$$\omega_H = \frac{V}{R} = \frac{2V}{D},$$

визначимо по наступній формулі (моменти виражені в кНм):

$$N = kn(M_{рез} + M_{тр}) \frac{\omega_H}{\eta},$$

де η – к.к.д. привода ножиць (редуктора, шестеренної кліті, муфт), $\eta = 0,85 \dots 0,95$;

k – коефіцієнт, що враховує втрати потужності на тертя дисків об метал, що розрізається, $k = 1,1 \dots 1,2$.

**Вправи:**

1. Розглянути конструкцію двохпарних дискових ножиць ТЛС (рис. 7.3) Розкрити принцип дії механізмів приводу ножів, регулювання перекриття та бічного зазору, налаштування на потрібну ширину листа, скласти кінематичні схеми.

2. Розрахувати силу та момент різання дисковими ножицями (рис. 7.3) крайок листа товщиною $H = 8$ мм з порогом міцності матеріалу $\sigma_b = 500$ МПа та значенням $\varepsilon_H = 0,45$.

Контрольні питання:

1. Яке призначення дискових ножиць?
2. Назвіть основні співвідношення між параметрами дискових ножів
3. З якого матеріалу виготовляють дискові ножі
4. Наведіть схему різання в дискових ножах.
5. Від яких факторів залежить сила різання дисковими ножами?

Наведіть розрахункові залежності.

6. Як розрахувати момент різання в дискових ножах?
7. Як розрахувати потужність дискових ножиць?

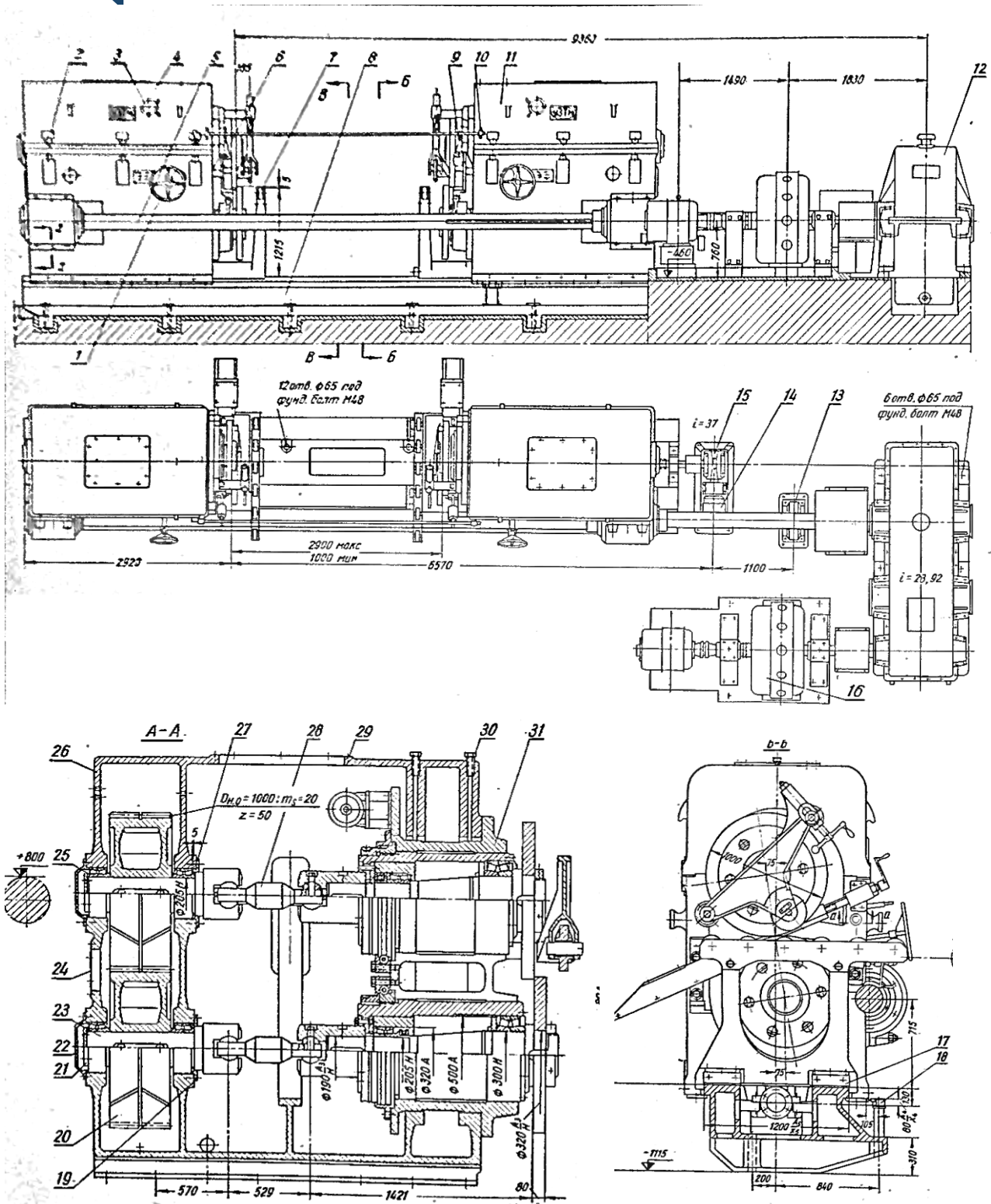


Рисунок 7.3 – Кромкообрізні дискові ножиці ТЛС

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №8

Вивчення конструкції та розрахунок багатороликових правильних машин

Мета заняття - вивчити конструктивні особливості багатороликових листопробних машин різних типів, здобути практичні навички з розрахунку енергосилових параметрів.

Основні теоретичні відомості:

Багатороликові листопробні машини застосовуються для усунення дефектів площинності плоского прокату (хвилястість, коробкуватість, поздовжня кривизна) за рахунок знакозмінного вигину при його проходженні між розташованими в шаховому порядку робочими роликками. Основними параметрами листопробних багатороликових машин є: діаметр роликків D ; крок роликків t ; кількість роликків n ; довжина бочки роликків L ; товщина h листів, що піддають виправленню на даній машині.

Крок роликків звичайно приймають рівним $t = 1,1D$.

Точність виправлення обумовлена також числом роликків в одній машині: чим більше роликків, тим краще якість виправлення. Звичайно для виправлення листів товщиною більше 4 мм приймають 9 -1 роликків, а при виправленні тонких листів 13-17 роликків (у деяких випадках для особливо якісного виправлення 19-29 роликків).

Швидкість виправлення вибирають залежно від продуктивності машини й товщини листів. На підставі практичних даних можна приймати наступні значення швидкості виправлення: для тонких листів (0,5 - 4 мм) - 6 - 0,5 м/с; для товстих листів (4 - 30 мм) при холодному рис. 8.1, а), похиле (рис. 8.1, б), та індивідуальне (рис. 8 в) налаштування роликків.

Конструктивно роликкові вузли правильних машин можуть виконуватися тільки з робочими роликками, а також з робочими й опорними роликками (рис.8.2). Опорні роликки забезпечують необхідну міцність роликкового вузла під дією сили виправлення.

Опорні й робочі роликки можуть розташовуватися у шаховому порядку (див .рис .8.2, а), попарно (див. рис. 8.2,б), або за змішаною схемою (див. рис. 8.2, в). По довжині одного робочого роликка можуть розташовуватися від одного до більш ніж десяти опорних роликків.

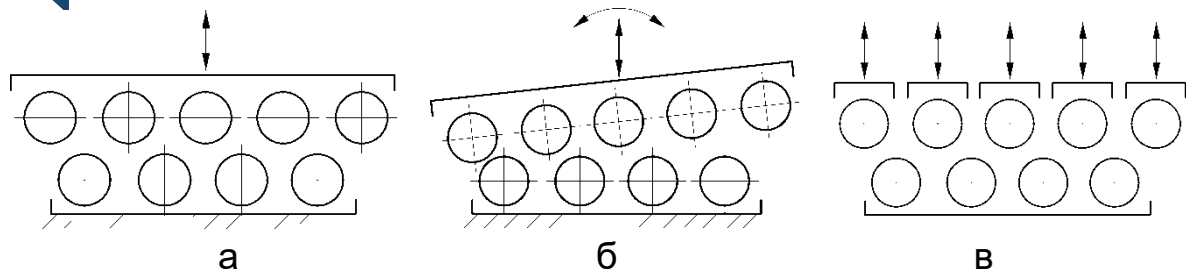


Рисунок 8.1- Типи налаштувань правильних машин

В останньому випадку вони виконані у вигляді дисків, розміщених по довжині робочого ролика в шаховому порядку.

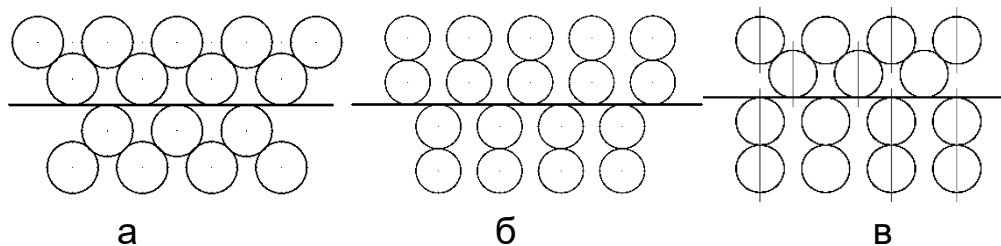


Рисунок 8.2- Роликові вузли з шаховим (а), попарним (б) та змішаним (в) розташуванням опорних роликів

Робочі й опорні ролики виготовляють зі сталі марок 9Х, ШХ15, 12ХН2А (остання для роликів діаметра менш 90- 100 мм), що має підвищену міцність, високу твердість і підвищений опір зношуванню. Бочки роликів піддають поверхневому загартуванню з нагрівання струмами промислової або високої частоти до твердості HRC 55-65. Ролики для гарячого виправлення виготовляють з середньовуглецевої сталі й можуть наплавляти твердими сплавами.

Максимальну силу при виправленні сприймає 3-й ролик:

$$P_3 = \frac{8M_{\Pi}}{t} = 2\sigma_t \frac{bh^2}{t},$$

де M_{Π} – момент пластичного вигину смуги;

h – товщина смуги.

Повну силу, що діє на всі ролики листопривальної машини, можна обчислити по формулі

$$P = 5/3(n-2)\sigma_T \frac{vh^2}{t},$$

де t - крок роликів;
 n - число роликів.

Контактні напруження, що діють на ролик, можна визначити по формулі Герца, припускаючи, що деформуємий пружно ролик (циліндр) радіусом R і довжиною бочки L лежить на нестисливій площині (листі) і навантажений силою P_3 :

$$\sigma_{\text{конт}} = 0,418\sqrt{P_3 E / bR} \leq 2\sigma_t,$$

де b – ширина листа;
 R – радіус ролика;
 E – модуль пружності матеріалу ролика;
 σ_t - поріг текучості матеріалу листа, що піддається виправленню;
 P_3 – максимальна сила, діюча на ролик.


Потужність і крутний момент на всіх $(n - 2)$ роликах (крім першого й останнього, які не згинають смугу) при виправленні смуги зі швидкістю V можна визначити по формулах:

$$N_{\text{деф}} \frac{\sigma_T^2}{2E} V t v t k_{\text{деф}}; \quad M_{\text{деф}} \frac{\sigma_T^2}{4E} v h D k_{\text{деф}},$$

де $k_{\text{деф}}$ – результуючий (сумарний) коефіцієнт пластичної деформації при виправленні смуги,

$$k_{\text{деф}} \approx k_2^2 \left[\frac{1}{1-k_2} + k_2(n-3) \right],$$

де $k_2 = 0,6 \dots 0,8$ – коефіцієнт проникнення пластичної деформації під другим роликом.



При визначенні потужності електродвигуна для привода правильної машини крім потужності деформації пластичного вигину необхідно врахувати втрати потужності на тертя в підшипниках $N_{підш}$ і потужності тертя кочення роликів по смузі $N_{коч}$ для всіх n роликів, а також η – ККД редуктора й шестеренної кліті, наявних у лінії привода машини:

$$N_{ДВ} = (N_{Деф} + N_{ПДШ} + N_{коч}) / \eta.$$

Потужність втрат на тертя в підшипниках всіх n робочих роликів

$$N_{підш} = M_{Тр} \omega = P_{\mu d} / 2\omega,$$

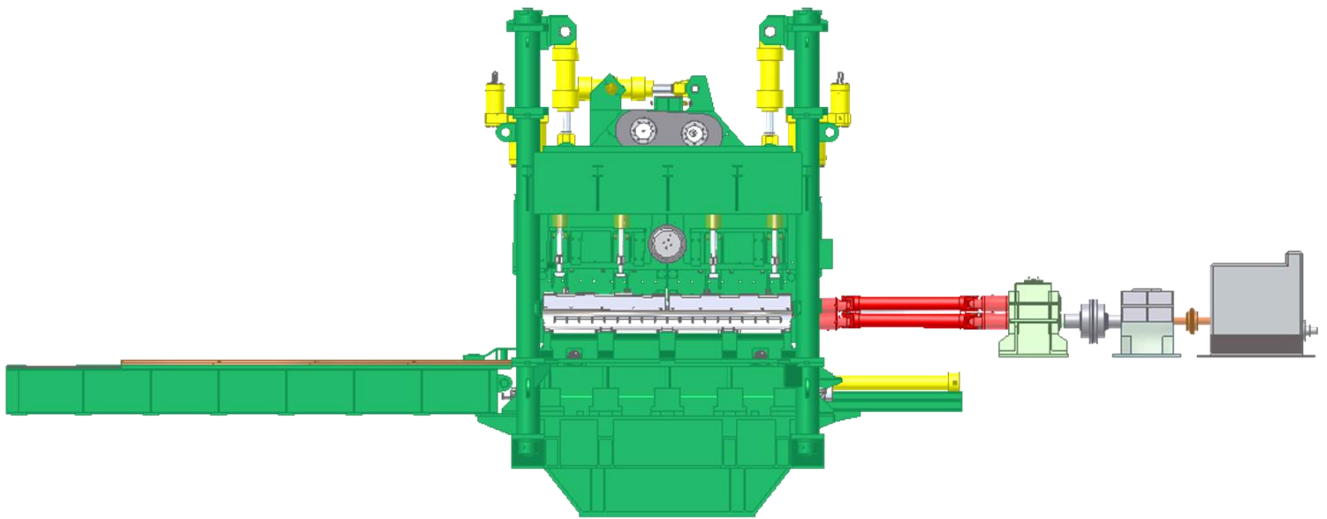
На відміну від клітей кварто прокатних станів, у яких подушки робочих валків не мають вертикальних опор і не сприймають силу прокатки, і вся сила прокатки передається через бочку робочого валка опорному, подушки робочих роликів правильної машини мають вертикальні опори (натискні гвинти або вікна станини). Тому сила виправлення від робочого ролика передається як на опорні ролики, так і на подушки робочого ролика. А це значить, що кожний робочий ролик має як мінімум три опори і при розрахунках є статично невизначеною системою, що вимагає спеціальних методів рішення.

Розрахунок роликів правильної машини на міцність починають із визначення сили виправлення. Всі робочі ролики у більшості випадків виконують однаковими, тому розрахунок на міцність виконують для найбільш навантаженого третього ролика.

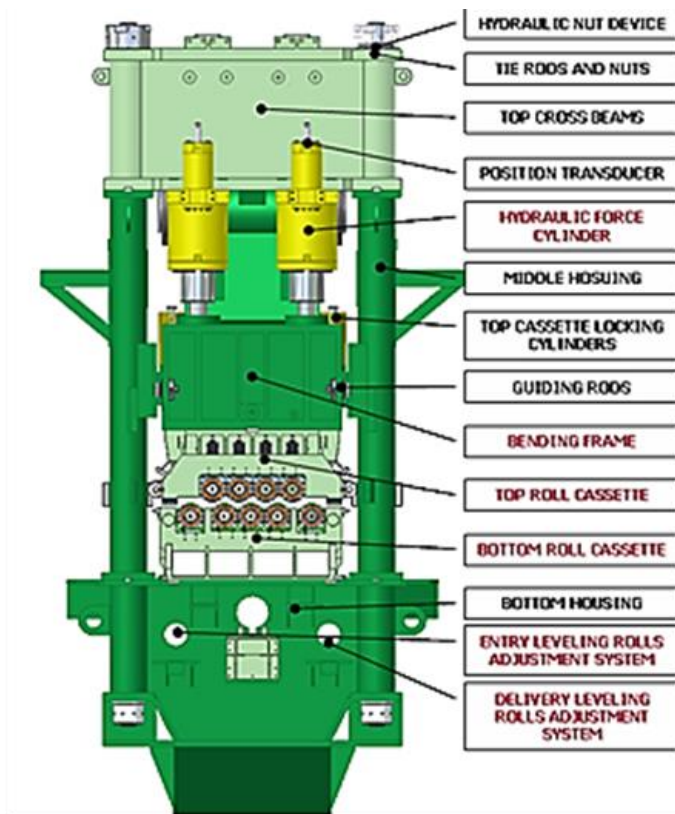
Вправи:

1. Розглянути конструкцію 9-роликової правильної машини для гарячої правки товстих листів (рис.8.3) .

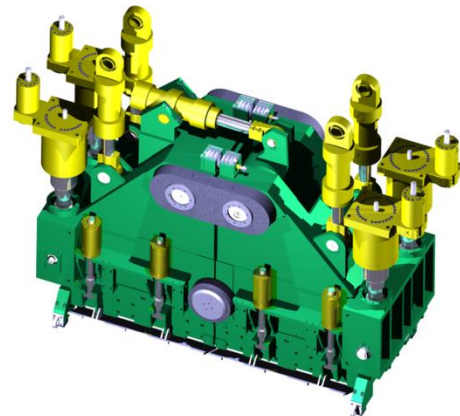
2. Розрахувати силу правки 9-роликової правильної машини при виправленні листа розмірами $H = 8$ мм , $B = 2200$ мм з порогом плинності матеріалу $\sigma_T = 150$ МПа .



a)



б)



в)

Рисунок 8.3 – 9-роликів правильна машина гарячої правки листів : лінія приводу (а), робоча кліть (б), ламка верхня траверса (в)



Контрольні питання:

1. Які типи правильних машин використовують для правлення плоского прокату?
2. Назвіть основні співвідношення між параметрами роликів правильних машин.
3. З якого матеріалу виготовляють робочі ролики?
4. Поясніть принцип правлення на багатороликових правильних машинах.
5. Від яких факторів залежить сила правлення? Наведіть розрахункові залежності.
6. Як розрахувати момент та потужність правильної машини ?
7. Які схеми валкових вузлів і налаштувань використовують в багатороликових правильних машинах? Наведіть та охарактеризуйте схеми.
8. У чому полягають особливості розрахунку роликового вузла на статичну міцність?



ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №9

Вивчення конструкції прошивного стану

Мета заняття - вивчити принципи роботи машин прошивного стану, конструкції робочої кліті й допоміжних машин лінії стану

Основні теоретичні відомості:

Прошивні стани входять до складу трубопрокатних агрегатів для виробництва гарячекатаних труб. На них здійснюється перетворення суцільної заготовки в порожню гільзу. Для цієї мети використовуються стани поперечно-гвинтової прокатки й прес-валкові стани. Найбільш широке поширення в обробці металів тиском одержали стани поперечно-гвинтової прокатки. Вони застосовуються не тільки для прошивання заготовки, але й для різних інших технологічних операцій.

Найбільше поширення для прошивання заготовок одержали двохвалкові стани поперечно-гвинтової прокатки валкового типу (з бочкоподібними, грибоподібними, чашоподібними валками). Основним деформуючим інструментом прошивного стану є оправка й валки, що обертаються в підшипниках, установлених у станині робочої кліті. У якості допоміжного (напрямого) інструмента використовують нерухливі лінійки, ролики, приводні й не приводні диски.

Для прошивних станів застосовують двохвалкові робочі кліті з регульованим кутом подачі. Необхідність у зміні кута подачі диктується великою розмаїтістю розмірів труб, що прокатуються, а також їхнім матеріалом. Можливість зміни кута подачі дозволяє вибирати найбільш раціональні режими деформації, полегшує настроювання стану при зношуванні робочих валків. Регулювання кута подачі здійснюється барабанами, у розточеннях яких закладають валки з подушками. Діаметр барабанів по суті визначає габаритні розміри робочої кліті.

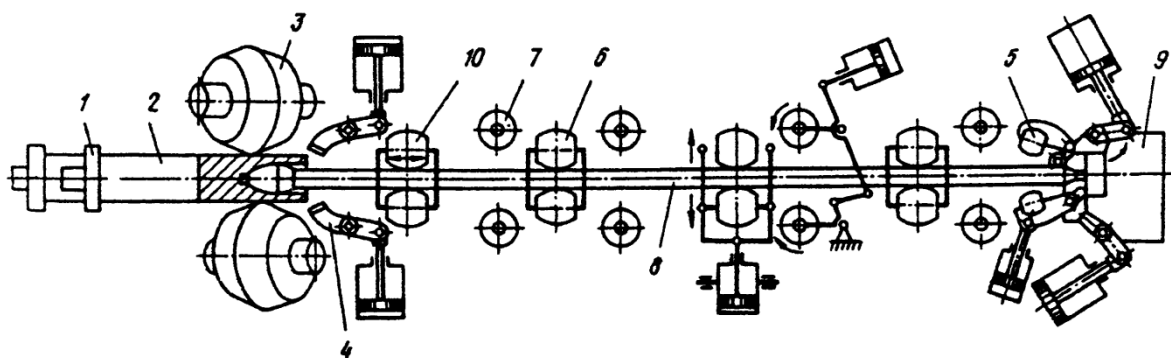
Діаметр робочих валків, які визначають габаритні розміри барабанів, розраховують, насамперед виходячи із міцностних характеристик.

Широке поширення одержали робочі кліті, у яких кожний робочий валок закріплений у спеціальній касеті, установленій в плоских напрямних барабана. У барабані змонтований також механізм переміщення касети з робочим валком, що включає натискний гвинт і привод. Перевалка робочих валків здійснюється через прорізи в кришці без розбирання кліті. Для цього барабани повертають і встановлюють валки з касетою вертикально, потім валок з касетою краном витягається

із кліті. Обертання натискному гвинту передається від електродвигуна через конічно-черв'ячні редуктори, які, як і електродвигун, кріплять на зовнішніх торцях барабана. Тяги врівноваження своїми головками входять у пази касети й притискають касету до натискних гвинтів за допомогою тарілчастих пружин. Привод повороту барабана складається з електродвигунів і черв'ячних редукторів, установлених на фундаментній плиті поза кліттю й з'єднаних між собою через зубчасту муфту. Наявність зубчастих муфт на приводі повороту барабанів і переміщення валків дозволяє здійснювати необхідні операції як роздільно, так і попарно.


У спеціальних прорізах кришки станини встановлені два механізми стопоріння барабанів, що втримують їх від розвороту в результаті виникаючих при прокатці сил (особливо в момент захоплювання заготовки й закінчення процесу прошивання). Механізм стопоріння барабана складається з корпусу, на якому шарнірно встановлений пневмоциліндр. На його шток насаджений клиновий кулачок, який діє на ролики, що розширюють шарнірну систему, зв'язану з гальмівною колодкою. Відтиснення колодки від барабана після виходу кулачка з роликів здійснюється підпружиненими тягами, прикріпленими іншим кінцем до кришки станини. У результаті застосування шарнірно-клинової системи тиск на колодку значно перевищує силу, що розвивається пневмоциліндром.

У наш час застосовуються прошивні стани з осьовим відводом прокатої гільзи. Устаткування такого стана показано на рис. 9.1.



1 - штовхач; 2 - заготовка; 3 - робочі валки; 4 - передній перехоплювач; 5 - задній перехоплювач; 6 - центрувальник; 7 - ролики, що видають; 8 - стрижень із оправкою (дорном); 9 - упорно-регульовальний механізм; 10- рухливий центрувальник

Рисунок 9.1 - Схема прошивного стана з осьовою видачею гільз



Принцип дії вихідної сторони з осьовою видачею гільз полягає в наступному. Після закінчення процесу прокатки перша пара роликів пристрою, що видає, у робочій кліті зводиться на гільзу (трубу) і переміщає її на невеликій швидкості (до 1,7 м/с) за перший центрувальник. Звільнений у такий спосіб стрижень із оправкою затискається роликами першого центрувальника. Після цього відкривається замок упорно-регульовального механізму, й упорна головка швидко підіймається вгору, забезпечуючи вільне переміщення гільзи, яка виштовхувальним пристроєм на великій швидкості транспортується по ходу прокатки за вихідну сторону. Як тільки закінчується видача гільзи зі стана, вертається й фіксується упорна головка, закриваються всі центрувальники й у стан подається чергова заготовка.

Таким чином, до основних машин прошивного стана слід віднести робочу кліть, центрувальник, виштовхувальні ролики й упорно-регульовальний механізм (відкидну опору).

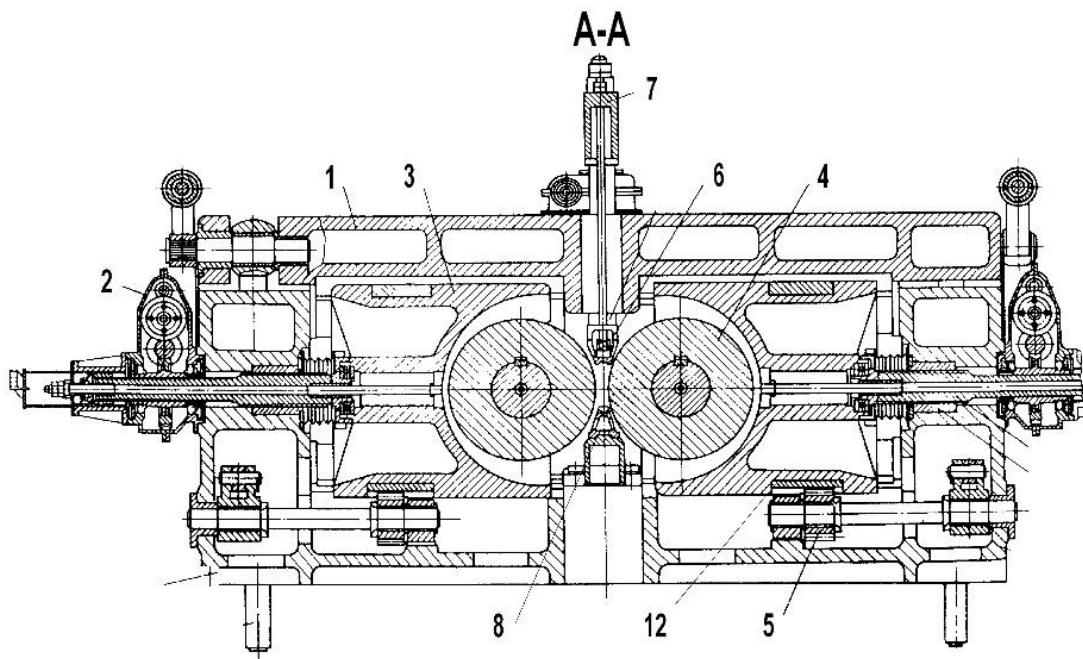
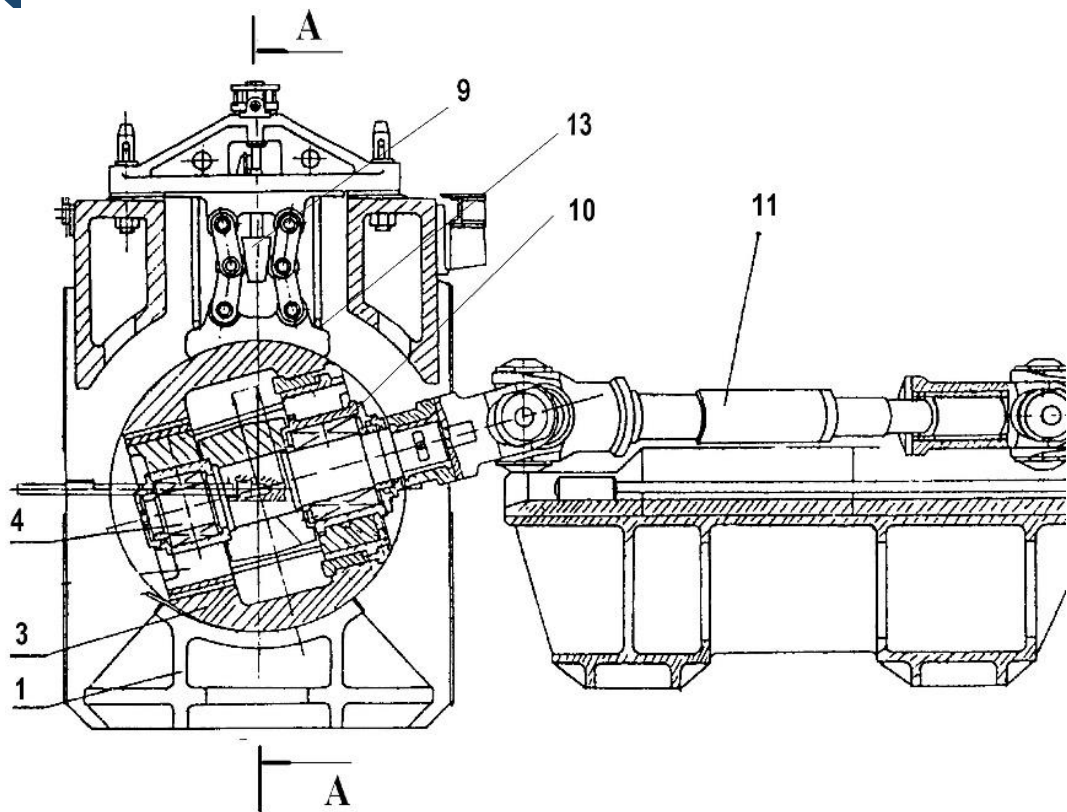
Вправи:

1. Користуючись описом у теоретичній частині та рис. 9.2-9.4 описати та вивчити конструкцію й принцип роботи механізмів робочої кліті прошивного стана.

2. На основі рис. 9.2 - 9.4 зобразити кінематичні схеми механізмів робочої кліті прошивного стана: натискного, механізму повороту барабана, механізму стопоріння барабана.

3. На основі рис. 9.5 - 9.9 описати й вивчити конструкції й принцип роботи машин вихідної частини прошивного стана: центрувальника, виштовхувальних роликів і упорно-регульовального механізму.

4. Зобразити кінематичні схеми машин, наведених на рис.9.5 - 9.6 і вказати на них стрілками напрямку переміщення частин шарнірно-важільних систем.



1 - станина, 2 - натискний механізм, 3 - барабан, 4 - валок, 5 - шестірня механізму повороту барабана, 6 - верхня проводка, 7 - механізм установки верхньої проводки, 8 - нижня проводка, 9 - механізм стопоріння барабана, 10 - підшипник, 11 - шпindelь, 12 - зубчастий вінець, 13 - стопорна колодка

Рисунок 9.2 - робоча кліть прошивного стану

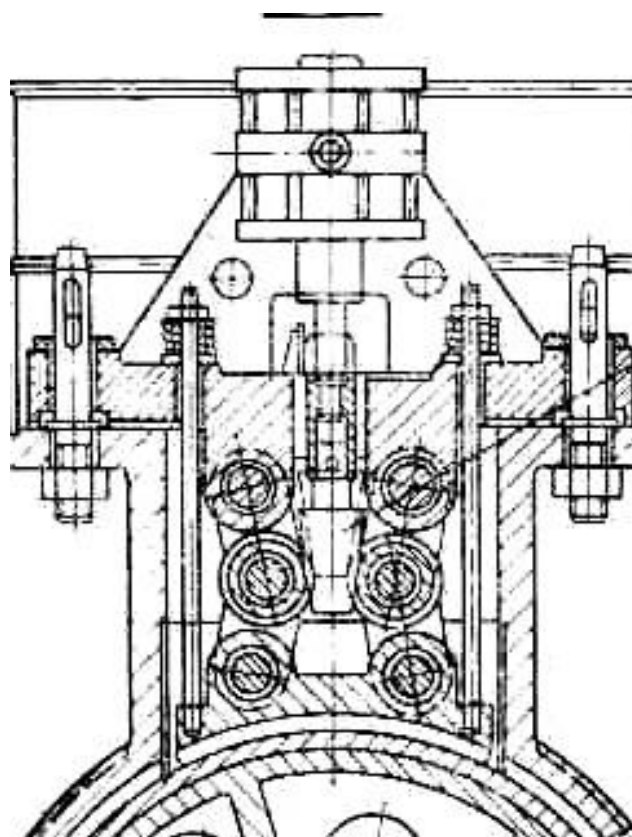


Рисунок 9.3 - Механізм стопоріння барабана

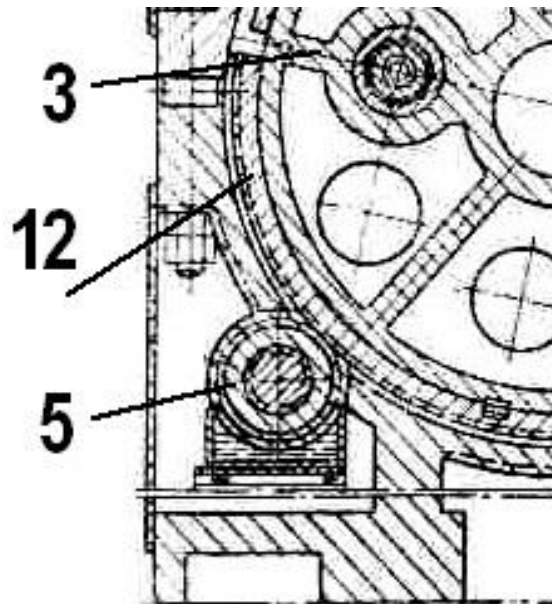
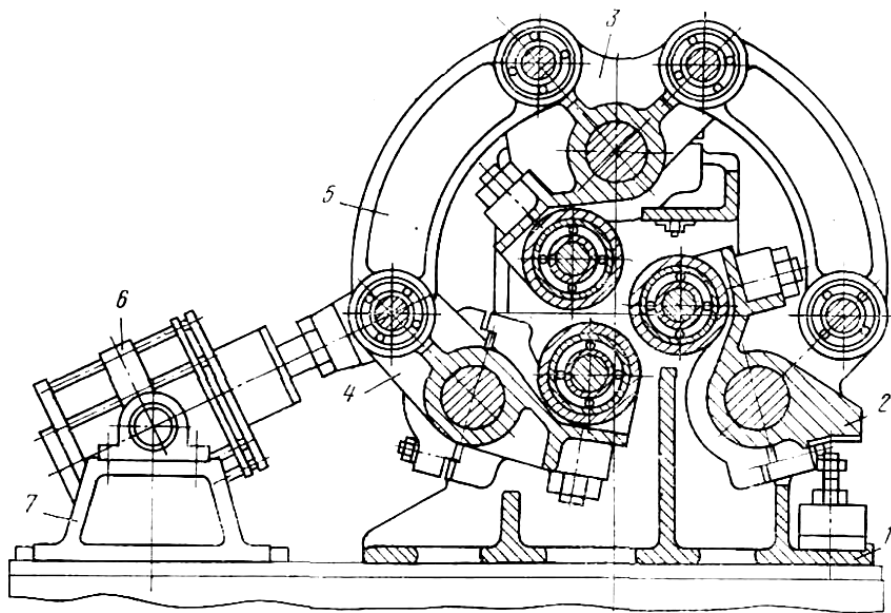
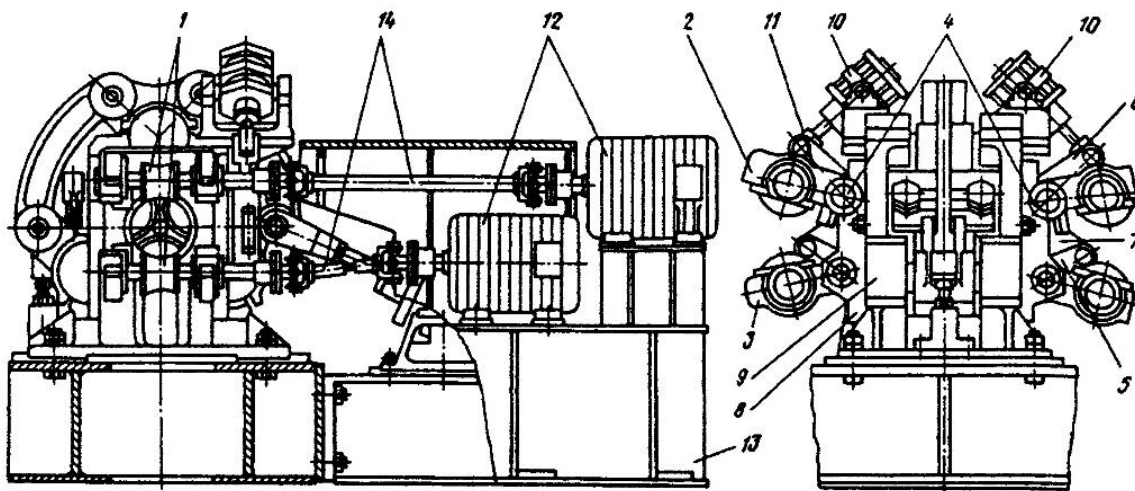


Рисунок 9.4 - Механізм повороту барабана (позиції див. рис.9.2)



1 - станина, 2 -4 - важелі з роликами, 5 - тяги, 6 - пневмоциліндр, 7 -рама.

Рисунок 9.5 - Центрувальник



1- фрикційні ролики, 2,3 - важелі, 4 - вал хитання, 5,6 - важелі важільно-шарнірної системи, 7 - тяга, 8 - корпус, 9 - центрувальник, 10 - пневмоциліндр, 11 - важіль повороту вала хитання, 12 - електродвигун, 13 - рама, 14 - шпindelь

Рисунок 9.6 - Виштовхувальні ролики

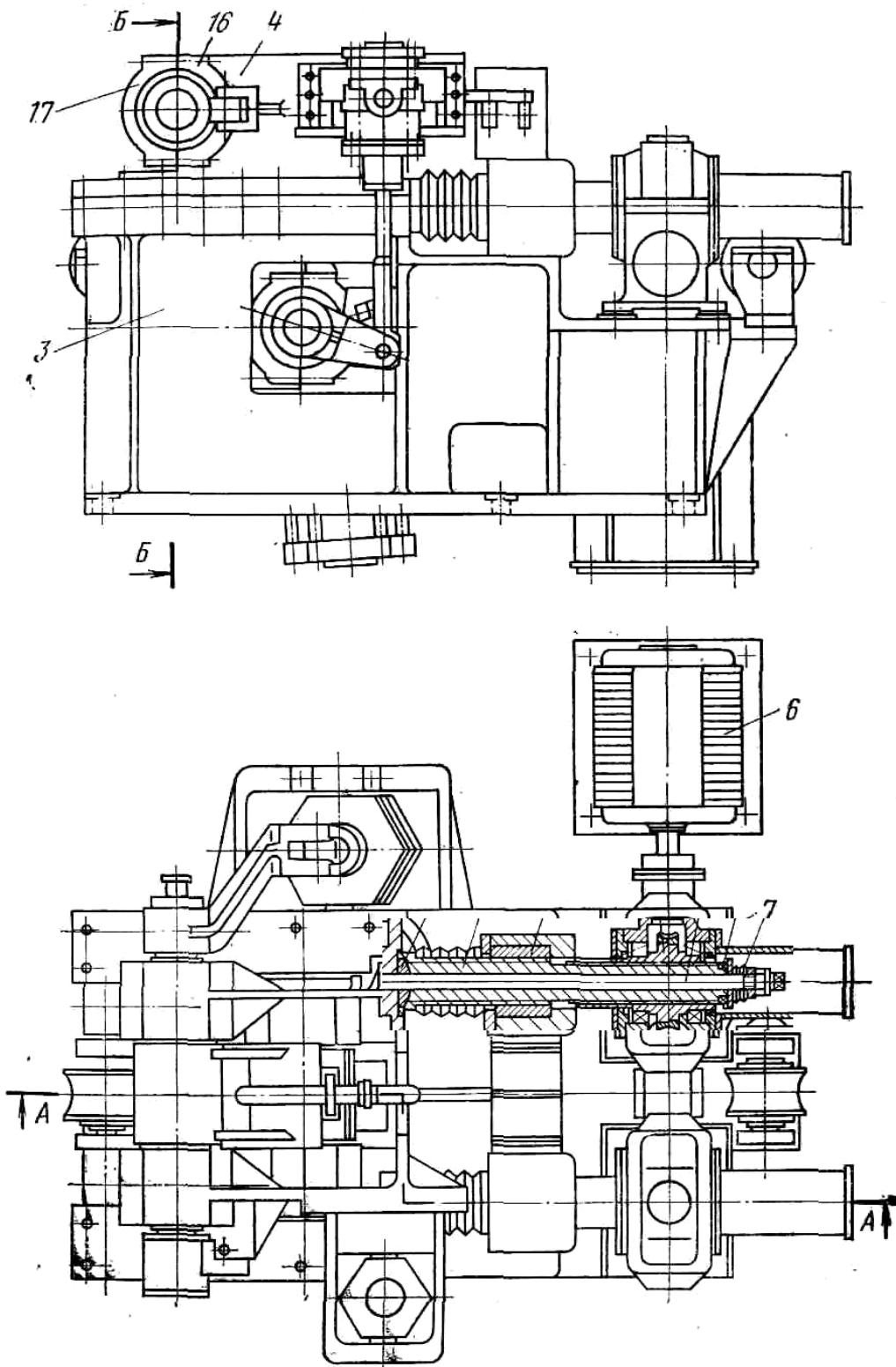


Рисунок 9.7 - Упорно-регулювальний механізм

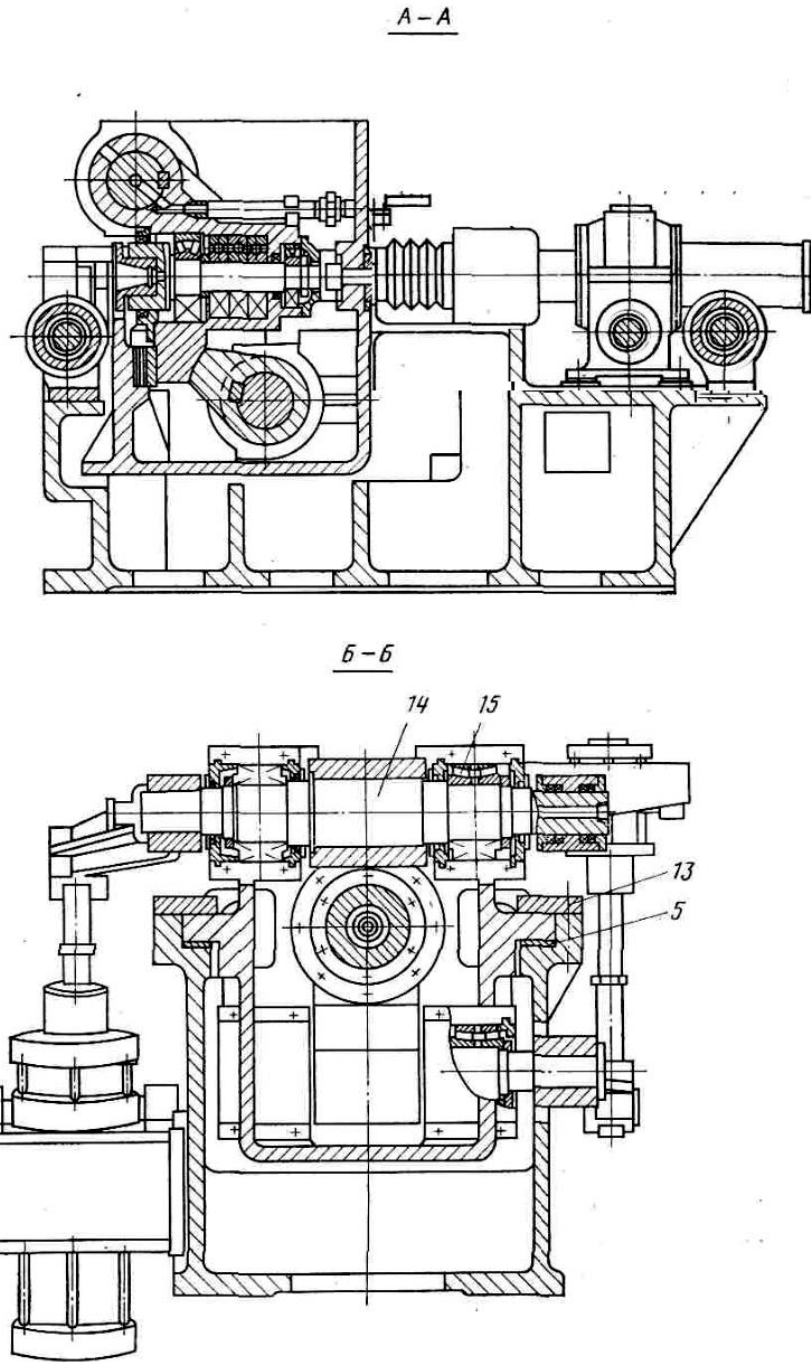


Рисунок 9.8 - Упорно-регулювальний механізм (розрізи по рис.9.7)

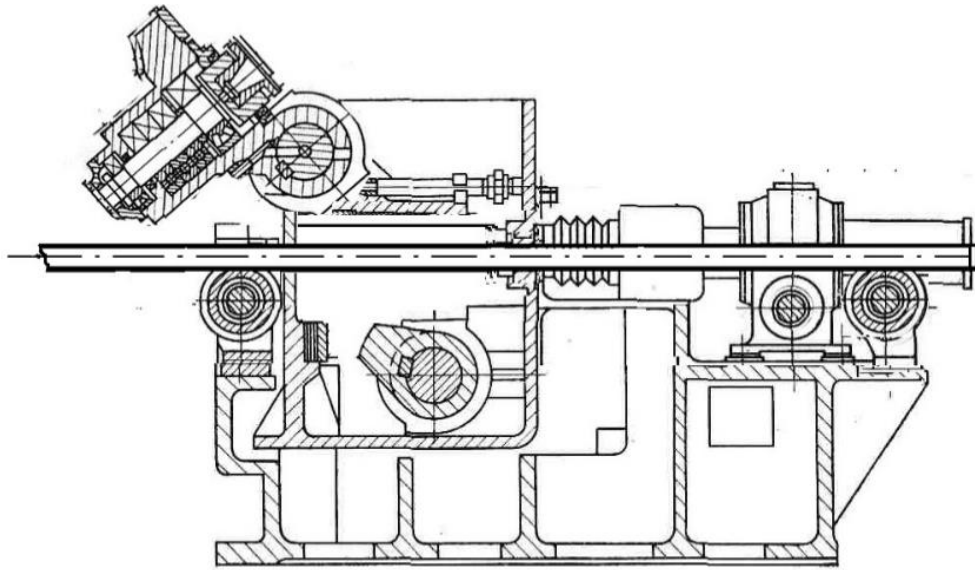
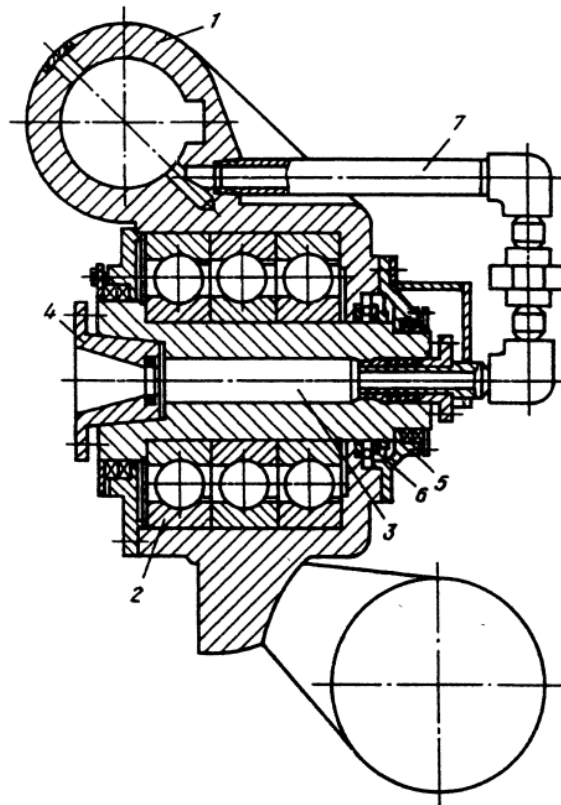


Рисунок 9.9 - Упорно- регулювальний механізм із піднятою опорою



1 - корпус; 2 - радіально-упорний підшипник; 3 - шпindelь; 4 - конус; 5 - кришка; 6 - упорний підшипник; 7 - труби системи охолодження оправлення

Рисунок 9.10 - Відкидна упорна головка



Контрольні питання:

1. Укажіть призначення прошивного стана.
2. Перелічіть машини, що входять до складу устаткування прошивного стана.
3. Опишіть роботу машин стана при прокатці й видачі прокатої гільзи.
4. Назвіть основні вузли й механізми робочої кліти прошивного стана й укажіть їхнє призначення.
5. Який тип прокатки (по кінематиці) реалізується на прошивному стані?
6. Як здійснюється кутове настроювання валків прошивного стана?
7. З яких основних частин складається і як працює центрувальник?
8. Укажіть призначення механізму хитання в конструкції виштовхувальних роликів, . З яких частин він складається?
9. Яке призначення відкидної упорної головки упорно-регульовального механізму?
10. Укажіть послідовність відводу відкидної упорної головки упорно-регульовального механізму при видачі гільзи зі стана.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №10

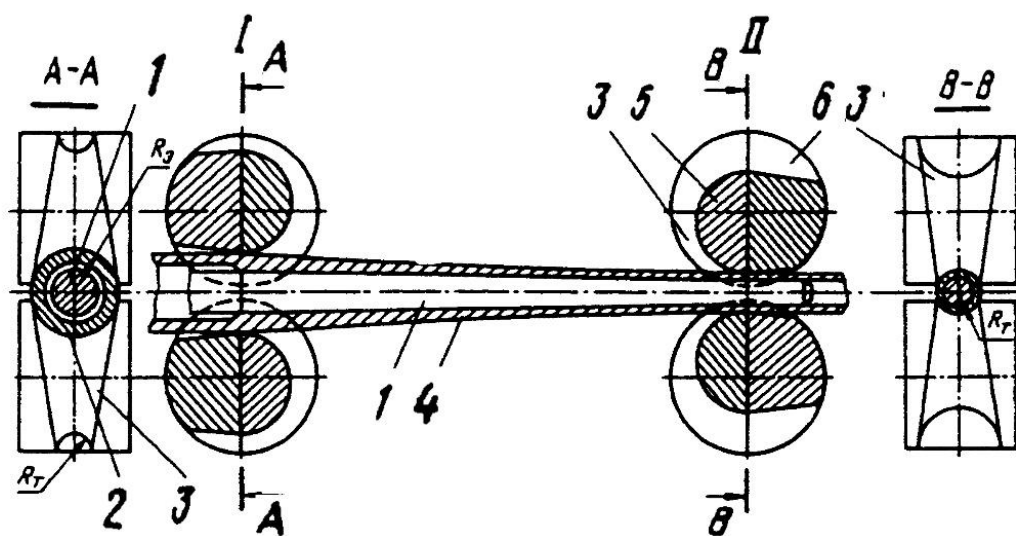
Вивчення конструктивних особливостей станів холодної прокатки труб

Мета заняття - вивчити принципи роботи й конструктивні особливості валкових і роликів станів холодної прокатки труб

Основні теоретичні відомості:

На станах холодної прокатки виготовляють безшовні труби діаметром від 4 до 450 мм. Процес холодної прокатки труб близький до процесу пілігримової прокатки. Основна відмінність полягає в тому, що деформація металу здійснюється в цьому випадку при нерухливій заготовці й зворотно-поступальному русі робочої кліті.

Холодну прокатку труб здійснюють на станах періодичної прокатки валкового (ХПТ) і роликів (ХПТР) типів. Схема прокатки труб на стані ХПТ показана на рис. 10.1, а на стані ХПТР - на рис. 10.2.

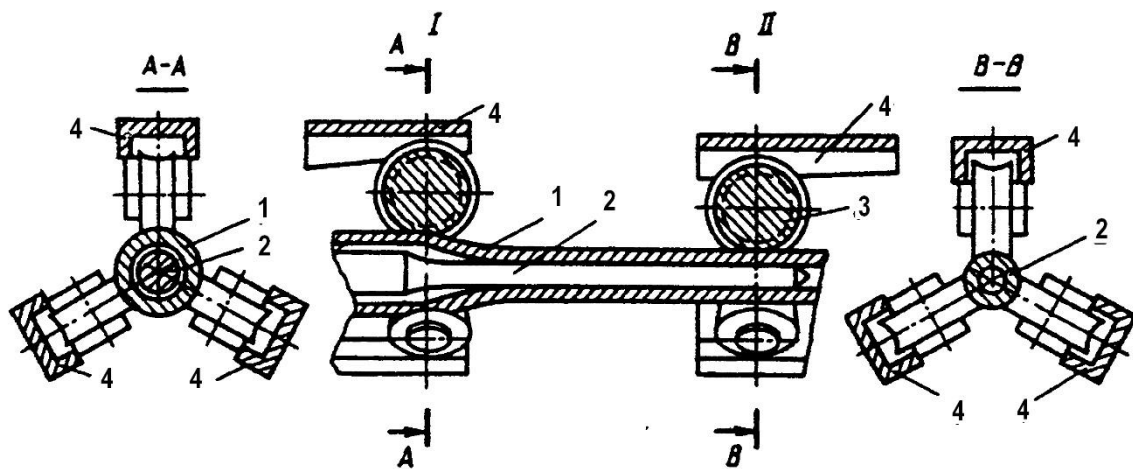


1 - конічна оправка; 2 - кільцевий зазор; 3 - рівчак калібрів; 4 - труба, що прокатується; 5 - калібр; 6 - робочі валки (I - початкове й II - кінцеве положення валків)

Рисунок 10.1 - Схема прокатки труб на стані ХПТ

Процес прокатки на станах ХПТ і ХПТР має періодичний характер, тому що труба прокатується окремими ділянками по її довжині при зворотно- поступальному русі кліті. У станах ХПТ калібр валка має змінний переріз (див. рис.10.1) максимальний А-А на початку прокатки й

мінімальний В-В наприкінці, при цьому калібр займає тільки половину валка.



1 - трубна заготовка; 2 - циліндрична оправка; 3 - ролики; 4 - опорні планки (I - початкове й II - кінцеве положення валків)

Рисунок 10.2 - Схема прокатки труб на стані ХПТР

Валки переміщуються уздовж осі прокатки, обкатуючи й обтискаючи заготівку. Рухаючись поступально, робочі валки повертаються на кут, що називається кутом розвороту валків. Після переміщення з одного крайнього положення в інше валки реверсуються й вертаються у вихідне положення. Цикл повторюється із частотою 20...250 рухів на хвилину залежно від типорозміру стана.

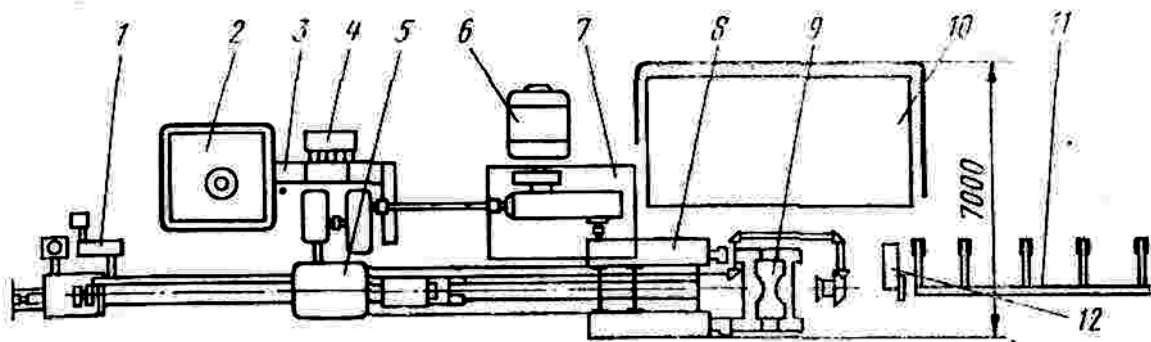
Безпосередньо на валках або на калібрах, укріплених у валках, нарізаний рівчак змінного перерізу. У заднім положенні валків рівчак утворить окружність, діаметр якої дорівнює діаметру заготовки, що прокатується. У міру пересування й розвороту валків діаметр рівчача зменшується до діаметра готової труби. Деформовану трубу приблизно можна представити у вигляді усіченого конуса, діаметри основ якого дорівнюють діаметрам заготовки й готової труби, а висота - довжині ходу валків. Цей конус називають конусом деформації й він являє собою розгорнення змінного рівчача калібру. Прокатку заготовок здійснюють на конічній оправці. Перед кожним подвійним ходом валків заготовка подається на певну величину в осьовому напрямку. У цей момент калібр виходить із контакту із заготовкою й остання вільно просувається на оправці в осьовому напрямку через зазор валків, що утворився. Поворот заготовки навколо своєї осі здійснюється звичайно в крайнім переднім

положенні кліті в момент утворення зазору валків. Для надання заготовці необхідних рухів служить система механізмів подачі й повороту.

У станах ХПТР обтиснення відбувається при зближенні роликів 3 за рахунок їхнього перекочування по похилих напрямних опорних планок 4 (рис.10.2). Прокатка здійснюється на нерухомій конічній або циліндричній оправці.

На рис. 10.3 показаний стан холодної прокатки труб ХПТ-75. З вихідних труб довжиною 1,5-5 м, діаметром 90-92 мм і максимальною товщиною стінки 20 мм на ньому прокатують труби діаметром 36-76 мм із мінімальною товщиною стінки 0,75 мм і довжиною 10-20 м.

Стан складається з робочої кліті із приводним механізмом; головного привода із циліндричним редуктором; розподільно-подавального механізму, механізму відводу патрона; механізму встановлення й переміщення стрижня оправки; гідравлічного керування механізмами стана.



1 — механізм встановлення й відводу стрижня; 2 — акумулятор гідрокерування; 3 — плитний настил і огороження; 4 — гідроциліндр;

5 — розподільно-подавальний механізм; 6 - головний привід; 7 - прийомний стіл; 8 - приводний механізм; 9 - робоча кліть; 10 - мастильна станція; 11 - стіл видачі труб; 12 - дискова пила

Рисунок 10.3 - Схема розташування устаткування стана холодної прокатки труб ХПТ-75

Робоча кліть 9 з рухливою станиною має два валки, зібраних на підшипниках кочення. Масивні стійки станини сприймають вертикальну складову сили прокатки. Основа станини виконана масивною, завдяки чому підвищується її стійкість і зменшується зношування опор. Робоча

кліть переміщається на повзунах у напрямних рами під дією кривошипно-ползунного механізму 8. Валки встановлюють на вісь прокатки за допомогою клинового механізму. Рухливі робочі кліті оснащують запобіжними пристроями, які забезпечують практично миттєвий аварійний підйом подушки верхнього валка в тому випадку, коли сила прокатки перевищить максимально припустиме значення.

У кліті відсутній окремий механізм приводу валків. Для цього використовують переміщення кліті. На хвостовики валків надіті шестірні, які перекачуються при переміщенні кліті по нерухомих зубчастих рейках, закріплених на напрямних рами, і обертають валки. Верхній і нижній валки з'єднані синхронізуючими шестірнями.

Станини клітей працюють у винятково тяжких умовах. Вони сприймають велике циклічне навантаження, створюване силами прокатки й шатунами 8 приводу робочої кліті. З метою зменшення інерційних сил у станах ХПТ застосовують врівноважувальні пристрої. Широке поширення одержали пружинне, вантажне й пневматичне врівноваження. Схема пружинного врівноваження показана на рис. 10.4.

Необхідні умови для одержання високоточних тонкостінних труб створені на станах ХПТР. Як інструмент застосовуються робочі ролики малого діаметру для прокатки труб з тонкими стінками, має місце невелике ковзання деформуємої труби відносно поверхні декількох роликів, що охоплюють трубу по всьому периметру, простота виготовлення робочого інструмента в порівнянні зі станами ХПТ.

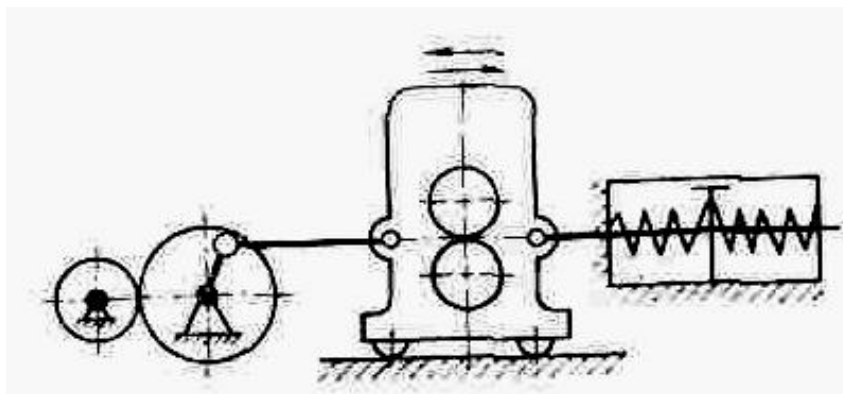


Рисунок 10.4 - Пружинне зрівноважування стана ХПТ

У конструкціях станів ХПТР і ХПТ багато загального. У стан ХПТР входять робоча кліть, приводний механізм, механізми подачі й повороту труби, механізм затискача патрона заготовки, механізм прискореного відводу патрона заготовки. Робоча кліть переміщається від

електродвигуна через редуктор, пасову передачу й кривошипно-повзунний механізм. Від головного приводу стана передача руху на розподільно-подавальний механізм, здійснюється через циліндричні й конічні зубчасті колеса й трансмісійний вал.

Робоча кліть стана ХПТР (рис. 10.5) складається з товстостінної втулки 1 із вмонтованими в ній опорними планками 2, по яких перекочуються робочі ролики 3, утримувані сепаратором 4 зі шпинделем 5. Шпиндель 5 закріплений у повзуні 6, що ковзає уздовж напрямної втулки 1.

Втулка 1 вмонтована у зварену каретку з опорними котками, що з'єднана із кривошипно-шатунним механізмом, що повідомляє їй зворотно- поступальний рух. До робочої кліті приєднаний двохплечий важіль 7 з тягами 8, шарнірно прикріплений до станини. Під час руху кліті важіль одержує хитальний рух і за допомогою тяг забезпечує переміщення повзуну й сепаратора з роликами усередині робочої втулки. Це відбувається завдяки тому, що при однаковій кутовій швидкості важеля 7 тяги 8 і 9, розташовані на різних відстанях від осі обертання важеля, мають різні лінійні швидкості.

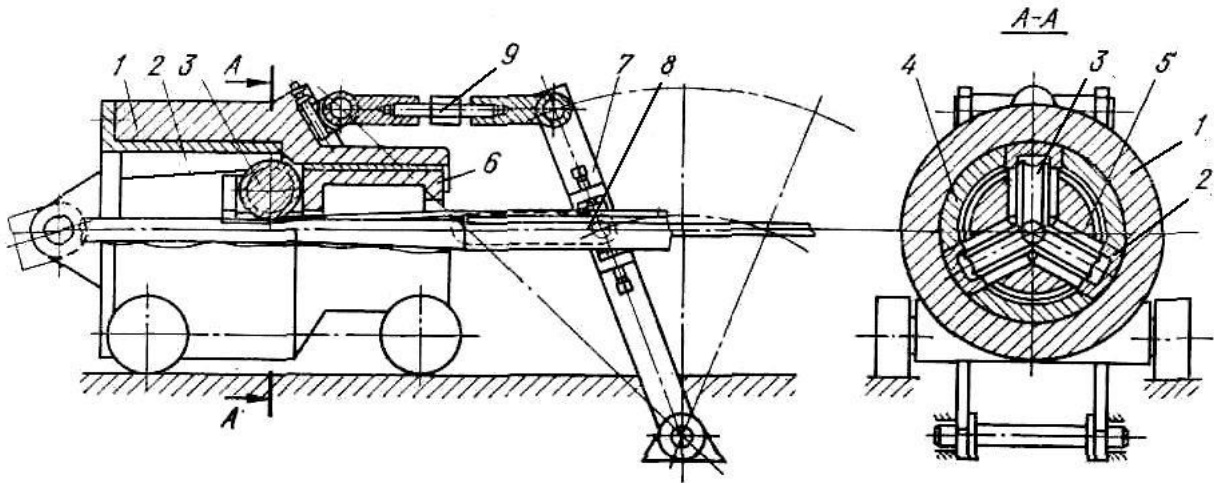
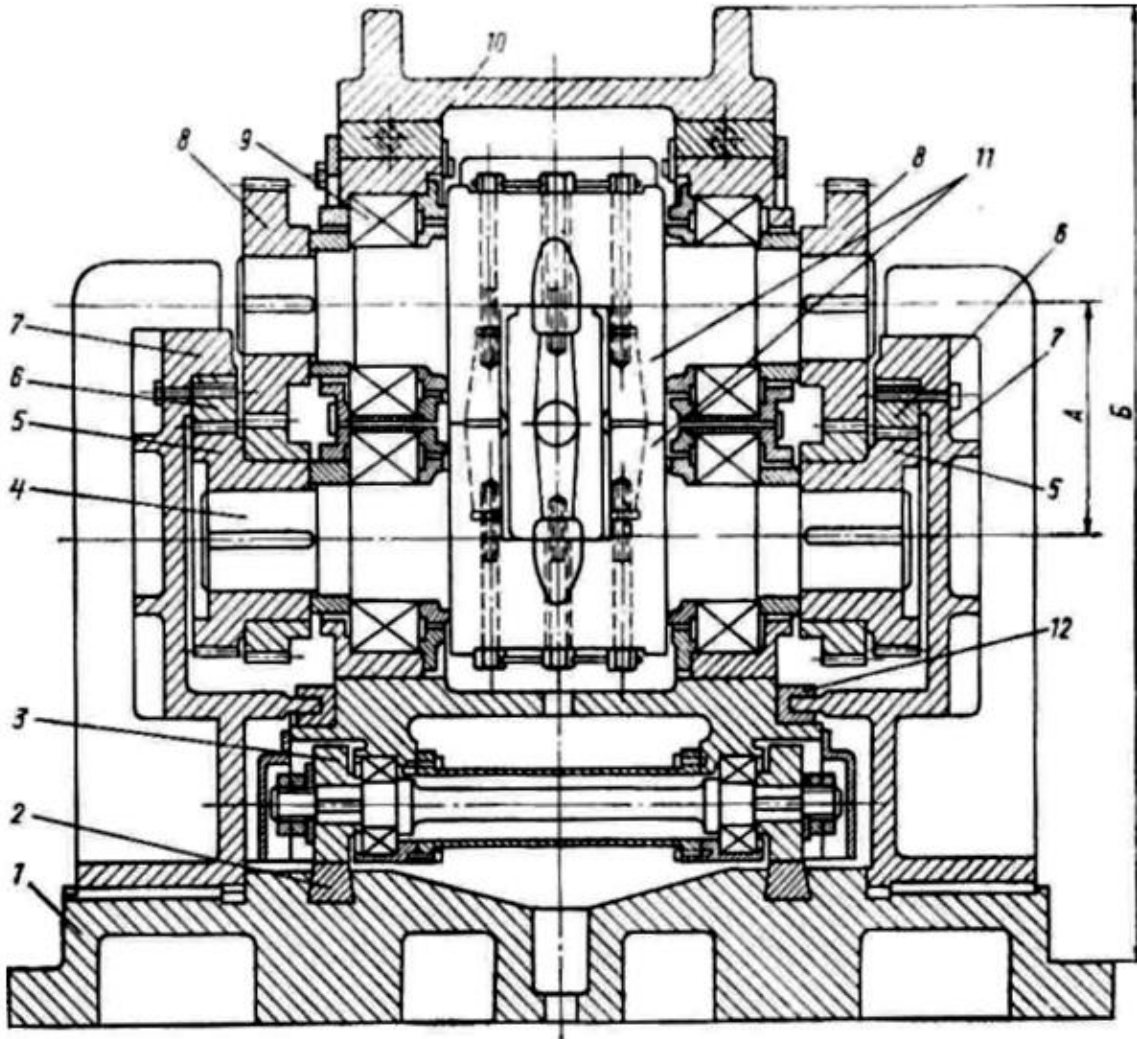


Рисунок 10.5 - Робоча кліть стана ХПТР

Вправи:

1. Використовуючи рис.10.6 вивчити й пояснити конструкцію й принцип роботи робочої кліті стана ХПТ. Зобразити кінематичну схему приводу валків в обертання.



1 – нижня опорна рама, 2 – бруси, 3 - котки, 4 - робочі валки, 5 - зубчасті шестірні, 6 - зубчасті рейки, 7 – припливи, 8 – зубчасті колеса, 9 - підшипники, 10 – станина, 11 – калібровані вставки, 12 – напрямні планки

Рисунок 10.6 - Робоча кліть ХПТ.

2. Використовуючи рис.18.5 вивчити й пояснити конструкцію й принцип роботи робочої кліті стану ХПТР. Зобразити кінематичну схему важільного механізму , що забезпечує відносне переміщення повзуну й станини.



Контрольні питання:

1. Яку продукцію виробляють стани холодної прокатки труб? Що слугує заготовкою?
2. Опишіть процес прокатки ділянки труби на конічній оправці.
3. Зобразіть профіль змінного по глибині калібру валка.
4. Які механізми входять до складу стана ХПТ? Укажіть їхнє призначення
5. Як приводиться робоча кліть стана ХПТ?
6. У чим перевага станів ХПТР перед ХПТ?
7. Назвіть склад устаткування робочої кліті стана ХПТР
8. За рахунок чого відбувається обтиснення стінки труби на станах ХПТ і ХПТР?
9. Яким чином забезпечується хід повзуну відносно станини в кліті ХПТР?



ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Іванченко Ф. К., Гребеник В. М., Ширяев В. І. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів. Київ : Вища шк., 1995. 455 с.
2. Ginzburg V. B. Metallurgical Design of Flat Rolled Steels. Taylor & Francis, 2019. 726 p.
3. Грибков Е. П., Гаврильченко Є. Ю., Доброносів Ю. К. Удосконалення процесу правки гарячекатаних листів і листопривільних машин для його реалізації : монографія. Одеса : Олді+, 2023. 184 с.
4. Dibnah F., Hall D. Foundries and Rolling Mills. Penguin Random House, 2010. 224 p. URL: <https://read.kortext.com/inventory/search/2456477>.



Навчально-методичне видання

Доброносів Юрій Костянтинович

Грибков Едуард Петрович

Ягольник Максим Вікторович

Металургійні агрегати та обладнання

**методичні вказівки
до практичних занять**

Самостійне електронне мережеве видання

Публікується в авторській редакції