

Міністерство освіти і науки України  
Запорізька Державна Інженерна Академія

Г.О. Федьков  
В.М. Хімін

## **Механічне обладнання металургійних заводів**

Учбово-методичний посібник  
для студентів ЗДІА  
спеціальності 7.090218

*Рекомендовано на засіданні  
кафедри МО.  
Протокол № від 2006  
р.*

Запоріжжя  
2005  
Міністерство освіти і науки України

Запорізька Державна Інженерна Академія

Г.О. Федьков  
В.М. Хімін

**Механічне обладнання металургійних заводів**

Учбово-методичний посібник  
для студентів ЗДІА  
спеціальності 7.090218

*Рекомендовано на засіданні  
кафедри МО.  
Протокол № від 2006  
р.*

Запоріжжя  
2005

**Механічне обладнання металургійних заводів. Розділ "основне устаткування прокатних цехів".** Учебно-методичний посібник для студентів ЗДІА спеціальності 7.090218, сост. Г. О. Федьков, А. Я. Жук, В. М. Хімін. – Запоріжжя: Из. ЗДІА, 2006-91с.

Укладачі: Г. О. Федьков, канд. техн. наук, доц.  
А. Я. Жук, канд. техн. наук, проф.  
В. М. Хімін, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний за випуск: зав кафедрою МО  
канд. техн. наук, професор Жук А.Я.

## Введення

Ціль даної частини спецкурсу: вивчити принцип дії, конструкції та методику розрахунку механічного устаткування, придбати навички самостійного вивчення матеріалу курсу.

Сучасний металургійний завод обробки металів і сплавів з повним металургійним циклом містять чотири основних виробництва: ливарне, прокатне, пресове й волочильне. Обробка металів тиском здійснюється в прокатно-пресових і волочильних цехах із застосуванням різноманітного механічного устаткування.

Все різноманітне устаткування, використовуване для обробки металів і сплавів тиском, розділено на три групи: основне устаткування прокатних цехів; допоміжне устаткування прокатних цехів; устаткування пресових і волочильних цехів.

# 1. Прокатне устаткування. Перспективи розвитку.

## 1.1.Способи обробки металів тиском

Основні способи обробки кольорових металів і сплавів з метою одержання заготовель для машинобудування - це способи обробки тиском: прокатка, пресування, волочіння.

Прокатка, із всіх видів обробки металів тиском, найпоширеніша в результаті безперервності процесу, високої продуктивності, можливості одержання виробів найрізноманітнішої форми й поліпшеної якості. Прокатка [1] оснований на пластичній деформації металу, який у холодному або гарячому стані проходить зону деформації валків, що обертаються в протилежних напрямках (малюнок 1.1).

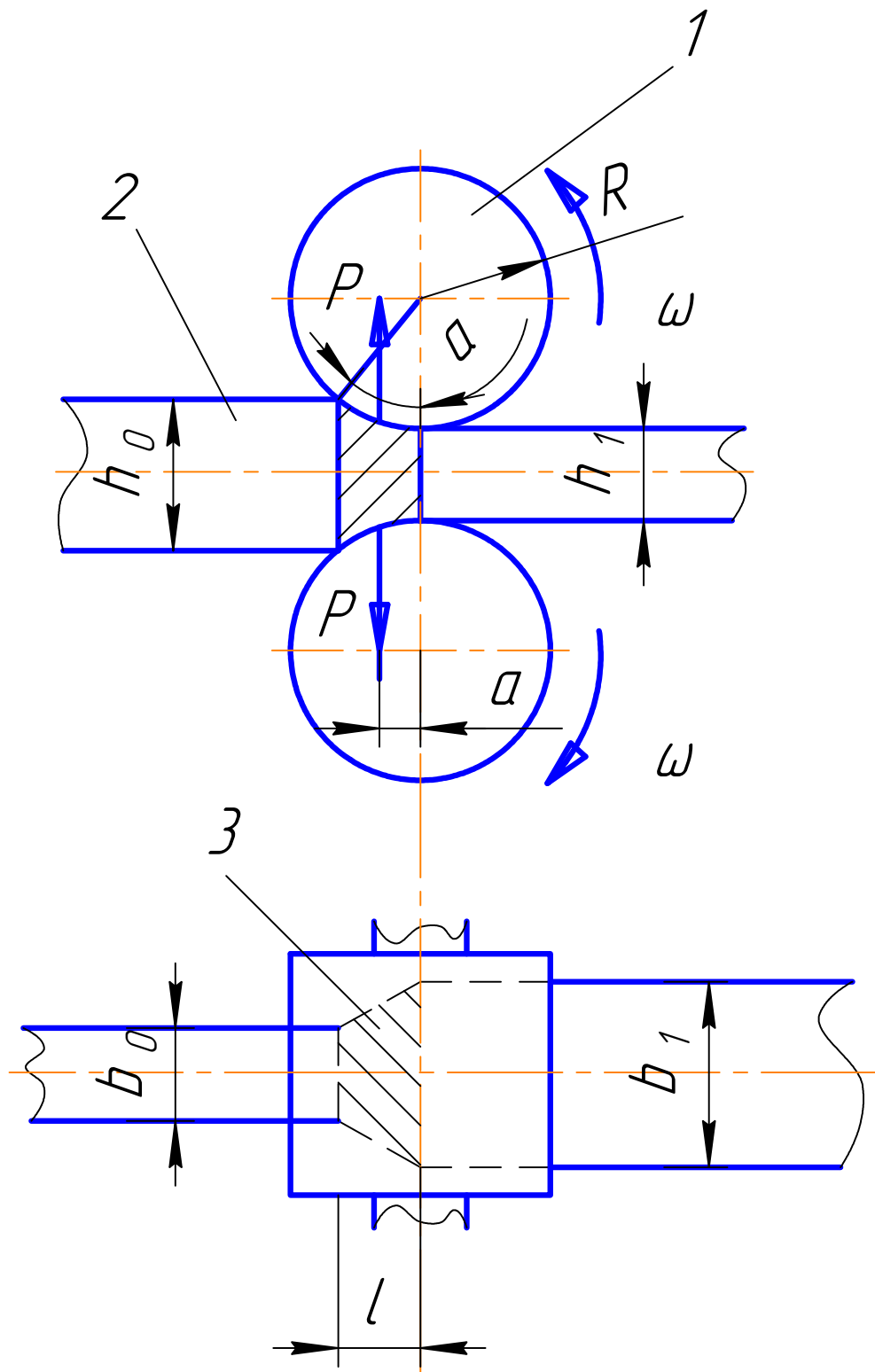
$$\varepsilon = \frac{h_0 - h_1}{h_0} = 1 - \frac{h_1}{h_0}; \quad \lambda = \frac{l_1}{l_0}$$

де  $l_0$  й  $l_1$  - довжина смуги, відповідно, до й після прокатки.

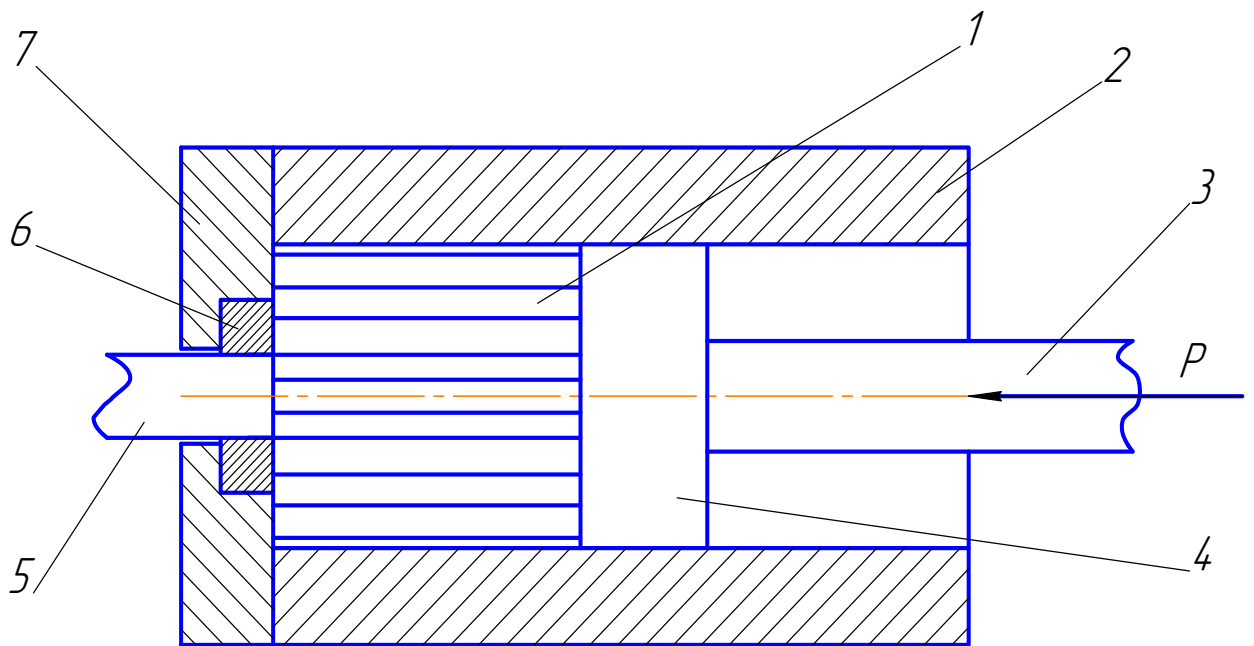
Пресування - один з розповсюджених способів обробки кольорових металів тиском. Характеризується відносно високими швидкостями (до 2 м/с), можливістю обробки важко деформуючих матеріалів, більшим, різноманітністю одержуваних профілів, високою точністю. Пресування [2] ґрунтується на продавленні металу нагрітої заготовки, поміщеної в контейнер, через отвір у матриці, закріпленій в матрицетримачі.

Продавлювання металу здійснюється на пресах, які забезпечують переміщення шплинтонів із закріпленою на ньому пресшайбой. Розмір отвору в матриці відповідає розміру перетину пресованого виробу (малюнок 1.2).

Волочіння характеризується високою точністю й чистотою поверхні виробу, підвищенням міцності й твердості поверхні, можливістю одержання



Малюнок 1.1. Схема прокатки металу у валках:  
 1-валок; 2-прокатна смуга;  
 3-зона деформації валків.



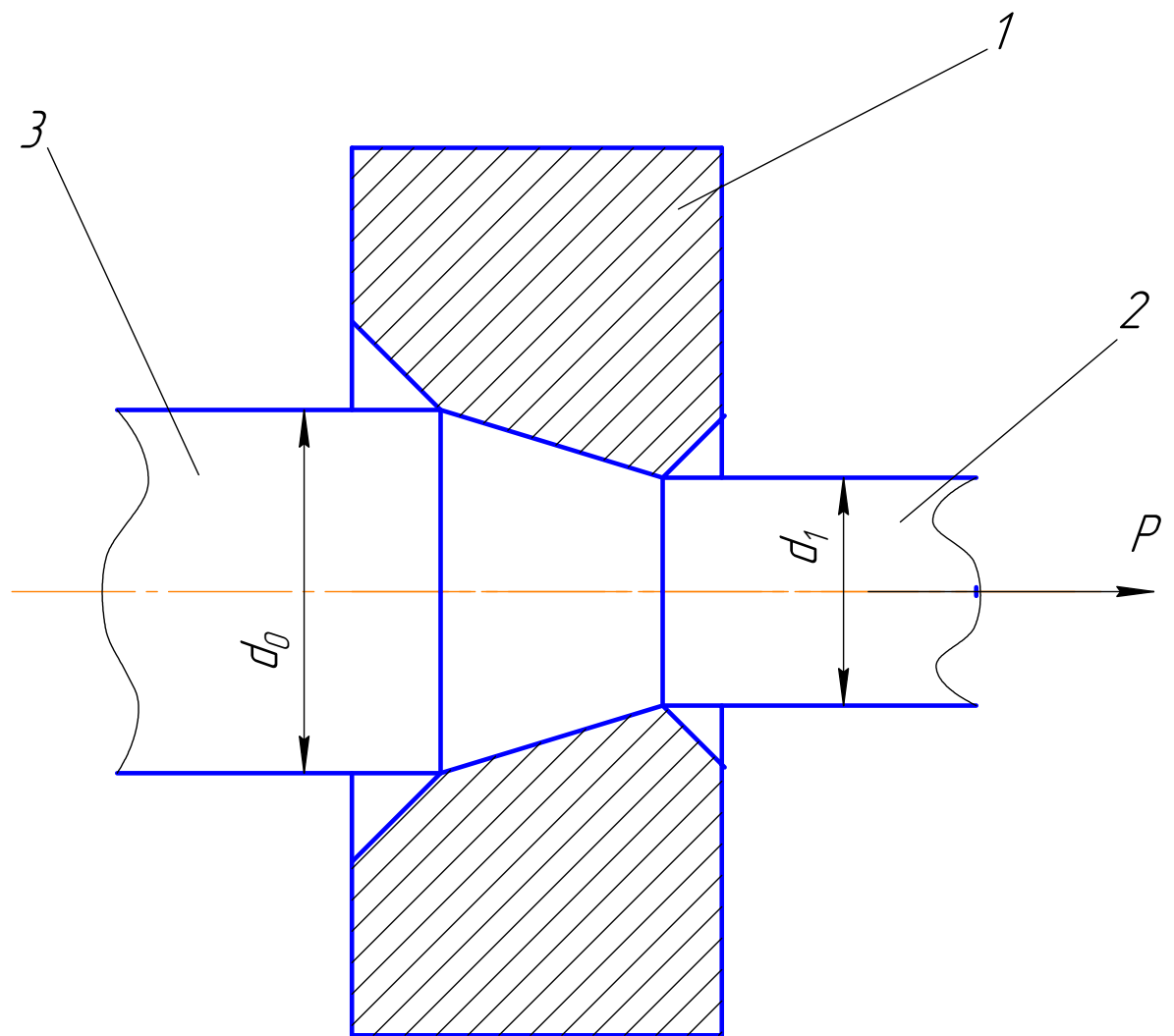
Малюнок 1.2. Схема процесу пресування:  
 1-заготівля; 2-контейнер; 3-шпінтон;  
 4-прес-шайба; 5-пресвироб; 6-матриця;  
 7-матрицеутримувач.

виробів малого перетину ( у межах 0,005 мм у діаметрі). Волочіння [3] ґрунтується на протяганні загостреної заготівлі через отвір у волоку меншого перетину, чим площа перетину заготівлі (малюнок 1.3).

Ступінь деформації металу при пресуванні й волочінні, подібно процесу прокатки, характеризується двома основними коефіцієнтами: ступенем деформації  $\psi$  й витяжкою  $\lambda$

$$\psi = \frac{F_0 - F_H}{F_0} = 1 - \frac{F_H}{F_0} \quad \lambda = \frac{F_0}{F_H}$$

де  $F_0$  й  $F_H$  – відповідно площа перетину заготівлі й виробу.



Малюнок 1.3. Схема процесу волочіння:  
1-волока; 2-вироб; 3-заготівля.

## 1.2. Розвиток металургійного машинобудування й прокатобудування

Прискорення темпів виробництва металів і виробів з них залежить від досконалості металургійного устаткування, постачальником якого є металургійне машинобудування

Металургійне машинобудування, як самостійна галузь, виникло наприкінці минулого сторіччя у зв'язку зі зростанням виробництва металів у США, Німеччині, Англії; а потім й в інших країнах. У нашій країні металургійне машинобудування почало розвиватися на початку 30-х років у



зв'язку з індустріалізацією країни й інтенсивним розвитком металургії. Для цього були використані Старокраматорський і Іжорський заводи, і вже в 1932 р. були виготовлені два радянських блюмінги.

Наступний етап розвитку бази металургійного машинобудування - це будівництво найбільших заводів важкого машинобудування: УЗТМ у Свердловську й НКМЗ у Донбасі в 1931 р. У військові й післявоєнні роки були побудовані ще чотири заводи з виробництва металургійного устаткування: в Алма-Аті (АЗТМ), Орську (ЮУМЗ), Іркутську (ІЗТМ), Електросталі (ЕЗТМ).

Паралельно з розвитком виробничої бази металургійного машинобудування створювалися проектно-конструкторська й науково-дослідна бази.

В 1945 р. було організоване Центральне конструкторське бюро металургійного машинобудування (ЦКЕММ). В 1959 р. це бюро реорганізовано у Всесоюзний науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут металургійного машинобудування (ВНИИметмаш).

Важливе значення для розвитку металургійного виробництва й металургійного машинобудування має прогрес науки. Широко відомі імена росіян (Грум-Гржимайло В.Е., Тіме І.А., Верещагін Н.С., Гавриленко А.П.) і радянських (Головін А.Ф., Губкін С.І., Павлов І.М., Чекмарьов А.П., Целіков О.І.) вчених, зробивших великий внесок у розвиток цих наукових напрямків.

Річний обсяг виробництва металургійного устаткування в останньому році десятиї п'ятирічки перевищив 400 тис.т, що в 60 разів більше в порівнянні з 1932 р. (6;9 тис.т). Обсяг прокатобудування склав більше 50 % загального виробництва металургійного устаткування.

Перші прокатні стани були відомі вже в XVI в., однак початок теперішнього розвитку прокатобудування відносять до кінця XVIII в. (1784 р.), коли англієць Корт побудував перший прокатний стан "дуо" з постійним

обертанням валків від парової машини. Протягом майже цілого сторіччя цей тип стану мав переважне поширення.

Істотний недолік цього стану - великі втрати часу на паузи, тому що смуга прокатувалась тільки в одного напрямку, а у зворотному вхолосту передавалася через верхній валок. Для усунення цього недоліку в 60-70-х рр. минулого сторіччя були створені стан "тріо" і реверсивний стан "дуо".

Наступний етап у розвитку прокатних станів-створення станів з послідовним розташуванням клітей і з одним пропуском у кожній кліті.

Початком цього етапу стала установка в Англії двох безперервних станів для обтиску пакетів зварювального заліза й прокатки дроту (1860-1862 р.). Ідея безперервної прокатки належить Хезльдаїну (1798 р.). Продовженням цієї ідеї було будівництво безперервних станів для прокатки заготівлі (кінець 18 - початок 19 вв.), прокатки листа (1924 р.), прокатки сортових профілів (1930 р.). Починаючи з 80-х р. 19 в., для прокатки великих середніх сортових профілів застосовують послідовні стани.

Для сучасного розвитку прокатних станів характерно переважаюче використання безперервних станів, які застосовуються при виробництві заготівлі, дроту, мілкосортного й середньосортного профілю, стрічки, аркушів, труб. Для первинного обтиснення злитків використовуються реверсивні стани "дуо", для виробництва великих профілів послідовні стани.

### 1.3. Загальні відомості про устаткування прокатних цехів

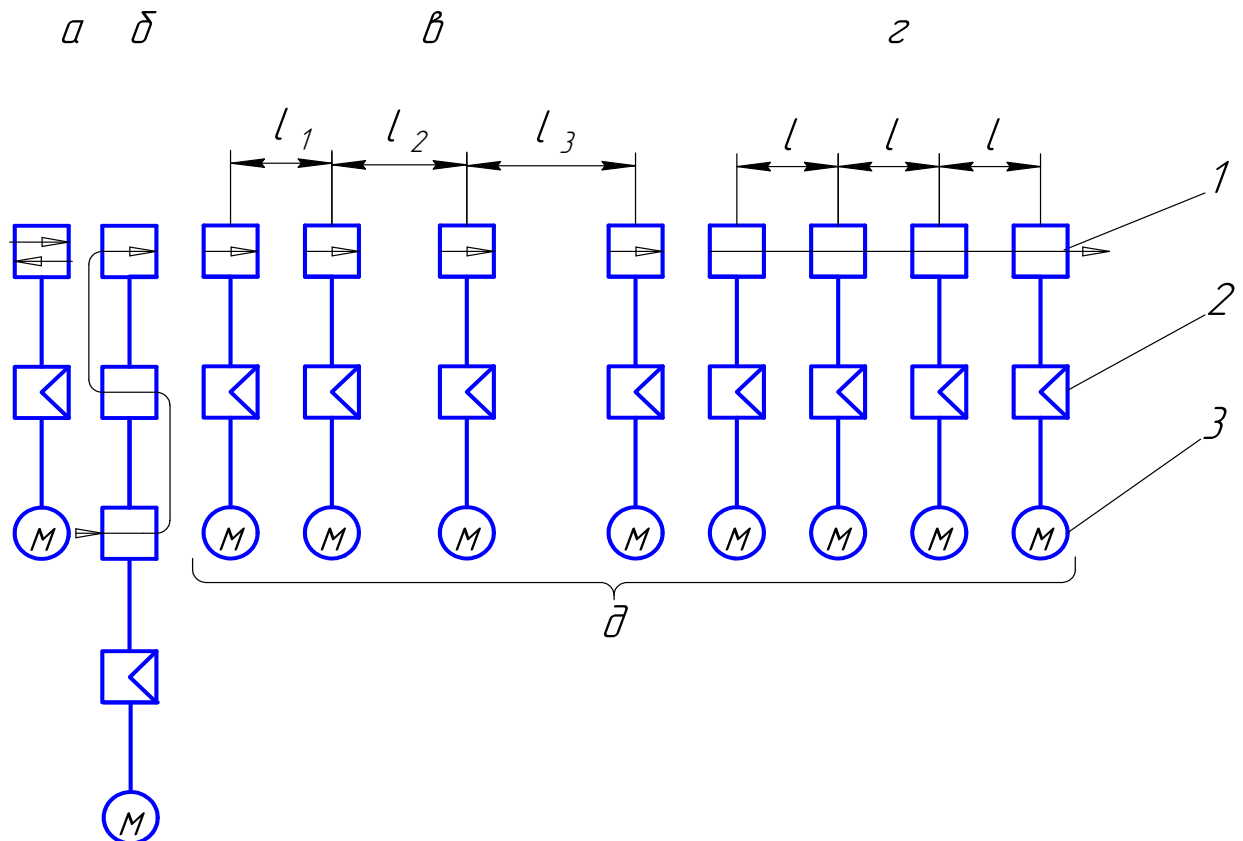
На практиці прийняті два визначення прокатного стану: у вузькому й широкому змісті.[1]

Прокатним станом у вузькому змісті називається комплекс машин й агрегатів, призначених для деформації металу у валках (властиво прокатки). Цей комплекс машин й агрегатів становить основне устаткування прокатних цехів.

У визначення прокатного стану в широкому змісті входить визначення прокатного стану у вузькому змісті й додатково устаткування для транспортування й обробки прокату (охолодження, різання, виправлення й ін.). Устаткування для обробки й транспортування прокату ставиться до допоміжного устаткування прокатних цехів.

Основним параметром листових станів прийнято вважати довжину робочої частини валка в міліметрах (наприклад, широкополосний стан 1700 має валки з довжиною робочої частини 1700 мм). Для інших типів станів основним параметром є номінальний діаметр робочих валків у міліметрах (наприклад, блюмінг 1100 має валки діаметром 1100 мм). Для безперервних станів основний параметр, ставиться до останньої кліті.

Прокатні стани класифікують за двома показниками: по кількості й розташуванню робочих клітей, по призначенню стану. Класифікація станів за першим показником [1]: а - одноклітьові; б - лінійні; в - послідовні; г - безперервні; д - напівбезперервні (малюнок 1.4).



Малюнок 1.4. Схема розташування робочих клітей у різних станах: 1-робоча кліть; 2-передатний пристрій; 3-головний двигун.

По другій ознаці стани розділяються на наступні групи:

Стани гарячої прокатки ( обтискні, заготовочні, сортові, листові, трубопрокатні.); стани холодної прокатки (листові, смугові, фольгопрокатні, трубопрокатні).[1, с. 9-23; 2 с. 5-7; 3, с. 7-12; 4, с. 417-419]

### Питання для самоперевірки

1. Охарактеризуйте основні способи обробки металів тиском.
2. Основні етапи розвитку прокатобудування.
3. Основні етапи розвитку металургійного машинобудування.

Охарактеризуйте внесок російських і радянських вчених у розвиток прокатного виробництва та прокатобудування.

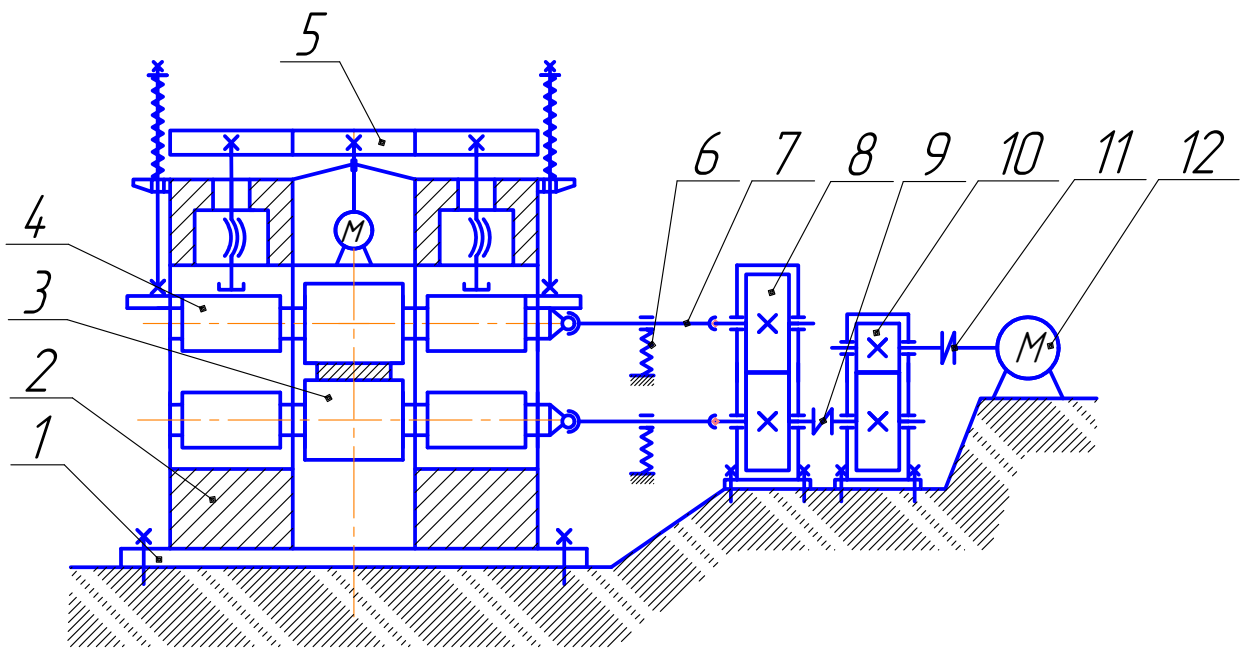
4. Визначення прокатного стану і його основні параметри.
5. Дайте класифікацію прокатних станів за двома ознаками.

Намалюйте схеми розташування клітей у основних типів станів.

## 2. РОБОЧІ ЛІНІЇ ПРОКАТНИХ СТАНІВ

### 2.1. Загальний пристрій робочої лінії прокатного стану

Поняття робочої лінії прокатного стану ідентичне поняттю прокатного стану у вузькому змісті. Робоча лінія (малюнок 2.1) складається з трьох основних елементів: робочої кліти, передатного пристрою, головного двигуна. Робоча кліть - це сукупність механізмів і пристроїв, призначених для установки робочих валків і сприйняття зусиль, що виникають при деформації металу. До складу робочої кліти входять станини 2, робочі валки 3 з підшипниками 4, механізми й пристрої для установки валків 5, плитовини 1, через які станини кліти опираються на фундамент.



Малюнок 2.1. Схема робочої лінії прокатного стану.

Передатні пристрої забезпечують передачу крутного моменту двигуна та розподіл його між валками. Кількість елементів, що входять до складу передатних пристроїв, буде максимальна у випадку приводу валків від одного швидкохідного двигуна. У цьому випадку вони складаються (малюнок 2.1) зі шпинделів 7 зі зрівноважуванням 6, шестеренної кліти 8, редуктора 10, муфт 9 і 11 електродвигуна 12. При використанні тихохідного

двигуна зі складу передатних пристроїв виключається редуктор. При застосуванні індивідуального приводу валків від тихохідних двигунів передатні пристрої складаються тільки зі шпинделів, валів і муфт.

Головний двигун прокатного стану - це електродвигун спеціального металургійного виконання з повітряним продувним охолодженням. Застосовуються синхронні, асинхронні та двигуни постійного току, залежно від типу стану.

## 2.2. Методика розрахунку сил і моментів прокатки

Для визначення сил  $P$ , що діють на валки при деформації металу (див. малюнок 1.1), використовується залежність:

$$P = P_{cp} \times B_{cp} \sqrt{\Delta h R}$$

де  $P_{cp}$  – середній питомий тиск, Н/м<sup>2</sup>

$B_{cp}$  – середня ширина смуги, м;

$$\Delta h = h_0 - h_1 - \text{абсолютне обтиснення, м}$$

момент прокатки

$$M_{np} = 2Pa = 2\Psi l P \approx 2\Psi P \sqrt{\Delta h R}$$

де  $a$  – плече додатка сили прокатки (мал. 1.1), м;

$\Psi$  - коефіцієнт плеча прикладання рівнодіючої;

$l$  - довжина зони деформації (малюнок 1.1), м.

На підставі експериментальних даних можна приймати:  $\Psi = 0,45 - 0,5$  - при гарячій прокатці та  $\Psi = 0,2 - 0,35$  - при холодній прокатці.

Крім викладеного, для визначення моменту прокатки  $M$  використовується інший метод по витраті енергії при прокатці.

Загальний момент прокатки з різних причин між валками розподіляється нерівномірно. Через це розрахунковий момент, що доводиться на один шпindel, визначають як  $M_p = (0,6-0,8) M_{пр}$ .

### 2.3. Методика розрахунку потужності головного двигуна

Потужність головного двигуна визначають із урахуванням його режиму роботи. Залежно від типу стану можливі два основних режими роботи: тривалий і повторно-короткочасний. При першому режимі працюють двигуни безперервних станів, при другому реверсивних станів.

При роботі в тривалому режимі потужність двигуна

$$N = \frac{M_{ст} \times \omega}{1000 \cdot h} = \frac{M_{ст} \times n}{10^4 \eta}$$

де  $M_{ст}$  – статичний момент, наведений до осі валків, Нм;

$n$  – Частота обертання валків відповідно,  $\text{мин}^{-1}$ .

$\eta$  – к. к. д. приводу.

Статичний момент дорівнює сумі моменту прокатки і моменту тертя в підшипниках валків при прокатці в кліті «кватро» :

$$M_{mp} = \mu_0 \times d_0 P \frac{D}{D_0};$$

при прокатці в кліті “дуо”

$$M_{mp} = \mu d P,$$

де  $\mu$  і  $\mu_0$  відповідно коефіцієнт тертя в підшипниках опорних і робочих валків;

$d_0$  і  $d$  – відповідно діаметр підшипників опорних і робочих валків, м;

$D_0$  і  $D$  – відповідно діаметр опорних і робочих валків.

При роботі в повторно-короткочасному режимі потужність двигуна визначають виходячи зі значення еквівалентного моменту  $M_e$

$$N = \frac{M_e n}{10^4 \eta}$$

і перевіряють на припустиме перевантаження за умовою

$$M_H \geq \frac{M_{MAX}}{ik\eta}$$

де  $M_H$  – номінальний момент двигуна;

$M_{MAX}$  – максимальний момент на осі валків;

$i$  – передаточне число приводу;

$K$  - припустимий коефіцієнт перевантаження двигуна. Для визначення еквівалентного моменту будують навантажувальну діаграму, що являє собою графік зміни навантажувального моменту в часі за цикл прокатки. При цьому  $M_i$  у кожен момент часу визначають як суму статичного  $M_{ст i}$  і динамічного  $M_{дi}$  моментів:

$$M_i = M_{ст i} + M_{дi}$$

Статичний момент визначається сумою моменту прокатки та моменту тертя, а динамічний момент, що діє в період розгону й гальмування:

$$M_{дi} = I\varepsilon_i,$$

де  $I$  – момент інерції обертових мас, наведений до осі валків, 'кгм<sup>2</sup>;

$\varepsilon_i$  - кутове прискорення валків, I/c.

Величина  $I$  складається з моменту інерції якоря двигуна  $I_я$ , моменту інерції валків  $I_в$ , моменту інерції шпинделів  $I_ш$  моменту інерції прокатної полоси,  $I_м$

$$I = k_i^2 I_я + I_в + I_ш + I_м$$

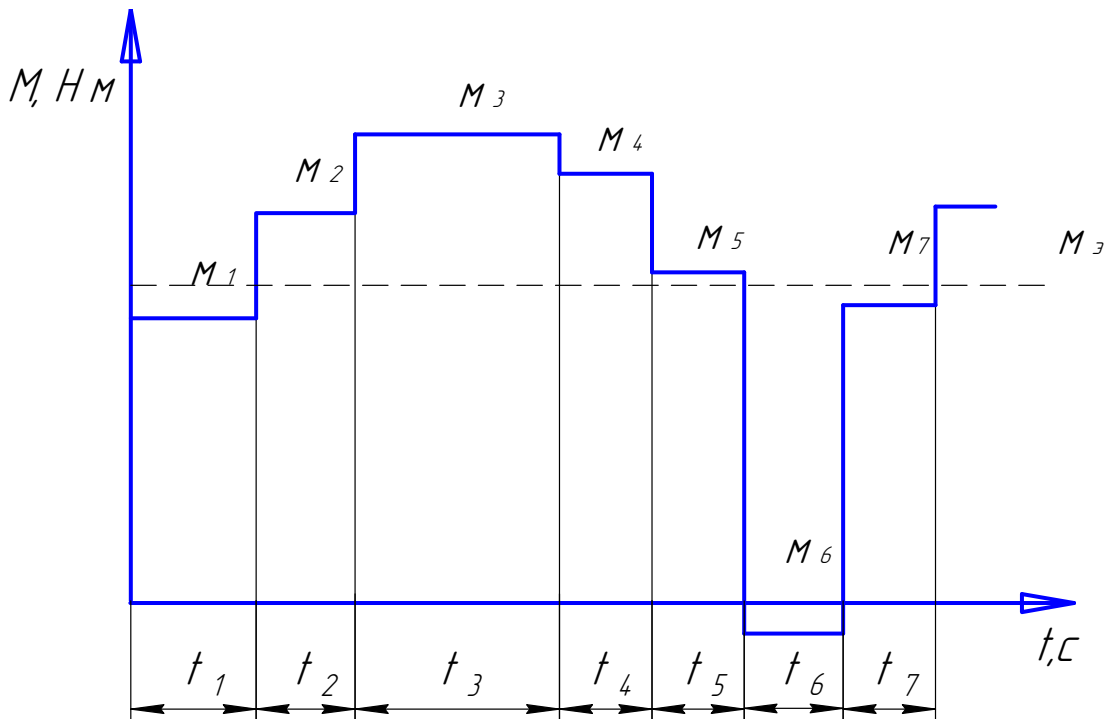
Коефіцієнт  $K = 1,1 - 1,2$  урахує момент інерції муфт і зубчастих передач. При визначенні моменту інерції смуги вважають, що її маса прикладена в точці на радіусі валка. На першому етапі розрахунку для



вибору величини  $I_{\text{я}}$  беруть двигун стану, що має параметри, близькі до проєктованого.

Після побудови навантажувальної діаграми (малюнок 2.2) еквівалентний момент визначають як середню квадратичну величину

$$M_e = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{\sum t_i}}$$



Малюнок 2.2 Ділянка навантажувальної діаграми електродвигуна при прокатці на реверсивному стані.

#### Питання для самоперевірки

1. Дайте визначення робочої лінії прокатного стану й назвіть її основні елементи.
2. Намалюйте схему робочої лінії прокатного стану.
3. Визначення й характеристика робочої кліті, передатних пристроїв, головного двигуна.

4. Методика визначення зусиль і моментів прокатки. Як розподіляється момент прокатки між валками.
5. Методика розрахунку потужності головного двигуна при роботі стану в тривалому режимі.
6. Методика розрахунку потужності головного двигуна реверсивного стану.

## 3. РОБОЧІ КЛІТИ ПРОКАТНИХ СТАНІВ

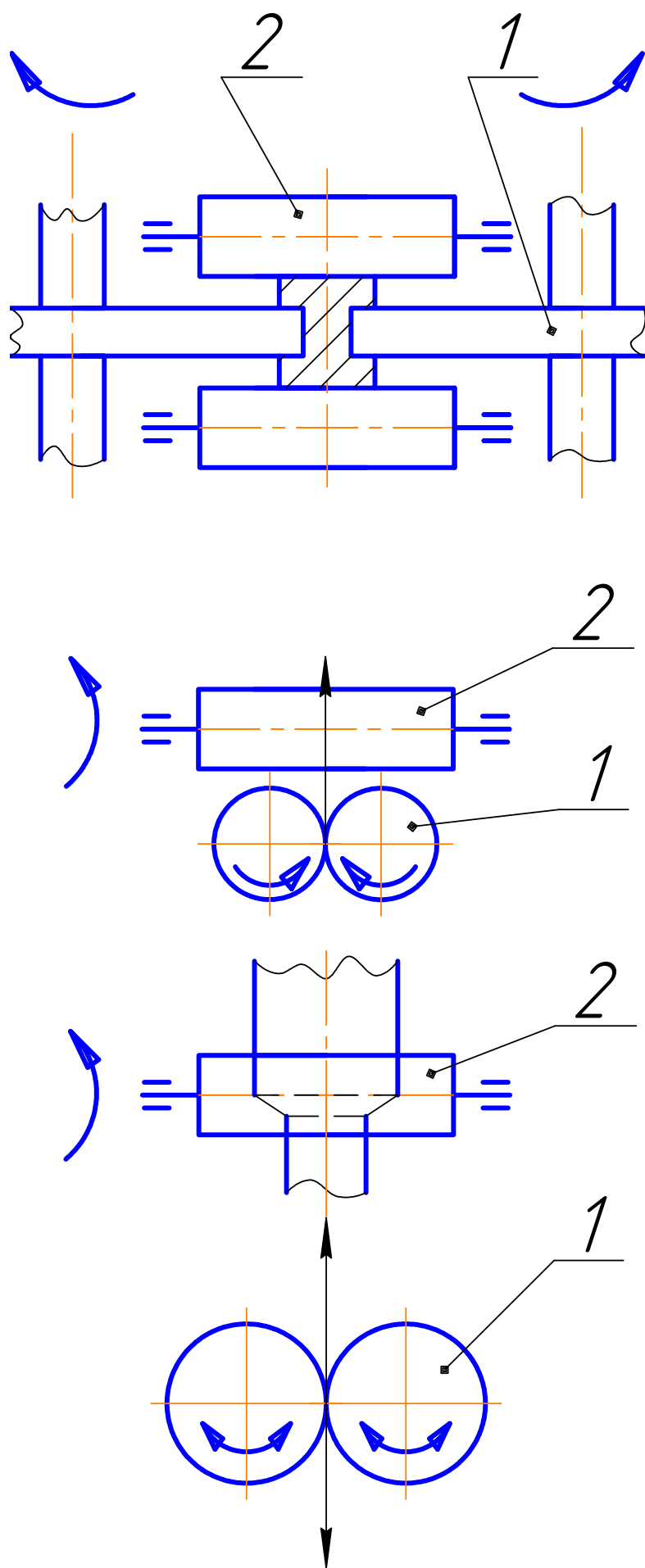
### 3.1. Класифікація робочих клітей

Робочі кліті класифікують за двома ознаками: по розташуванню робочих валків і кількості валків.

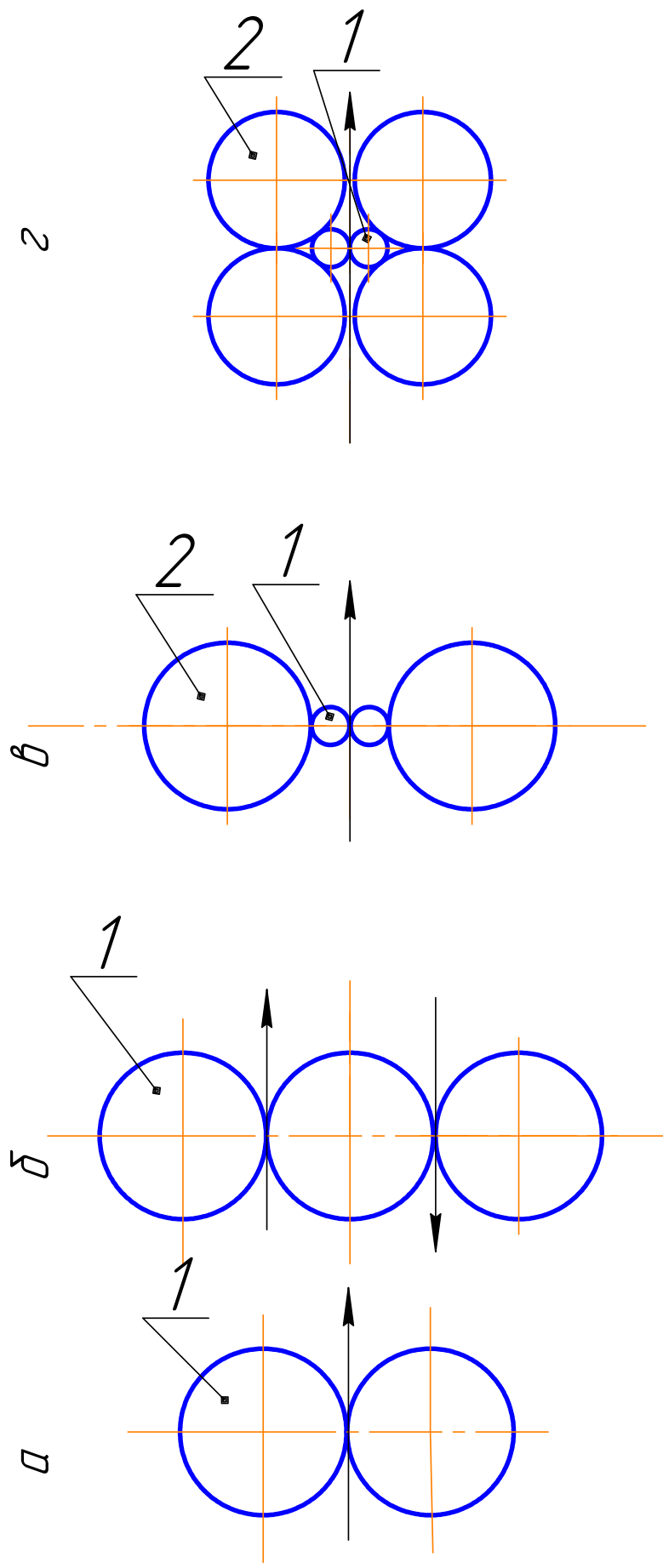
За першою ознакою розрізняють кліті (малюнок 3.1): а - горизонтальні; б - вертикальні; в - універсальні сортові; г - універсальні балкові.

Найбільш поширені - горизонтальні кліті. Вертикальні й універсальні кліті встановлюють в лінії безперервних станів, що виключає кантування смуги при прокатці. У сортових універсальних клітей всі валки приводні, у балкових - приводні тільки горизонтальні.

За другою ознакою класифікують широко розповсюджені (горизонтальні кліті (малюнок 3.2): а - двовалкові; б - тривалкові; в - чотиривалкові; м – багато валкові (6-, 12- і 20-валкові). Найбільше поширення одержали двовалкові кліті. Тривалкові кліті застосовують на лінійних станах. Чотиривалкові та багато валкові кліті використовуються для прокатки тонкого листа й фольги. Необхідність застосування клітей даного типу пояснюється тим, що внаслідок пружного сплюснюванню валків при холодній прокатці, мінімальна товщина прокатного листа і діаметр робочого валка перебувають у залежності  $D_{max} \leq 2000 h_{min}$ , з якої слідує: чим менше товщина листа, тим менше повинен бути діаметр валка. Обраний у такий спосіб валок може виявитися не досить міцним і твердим. Для усунення цього й застосовують опорні валки.



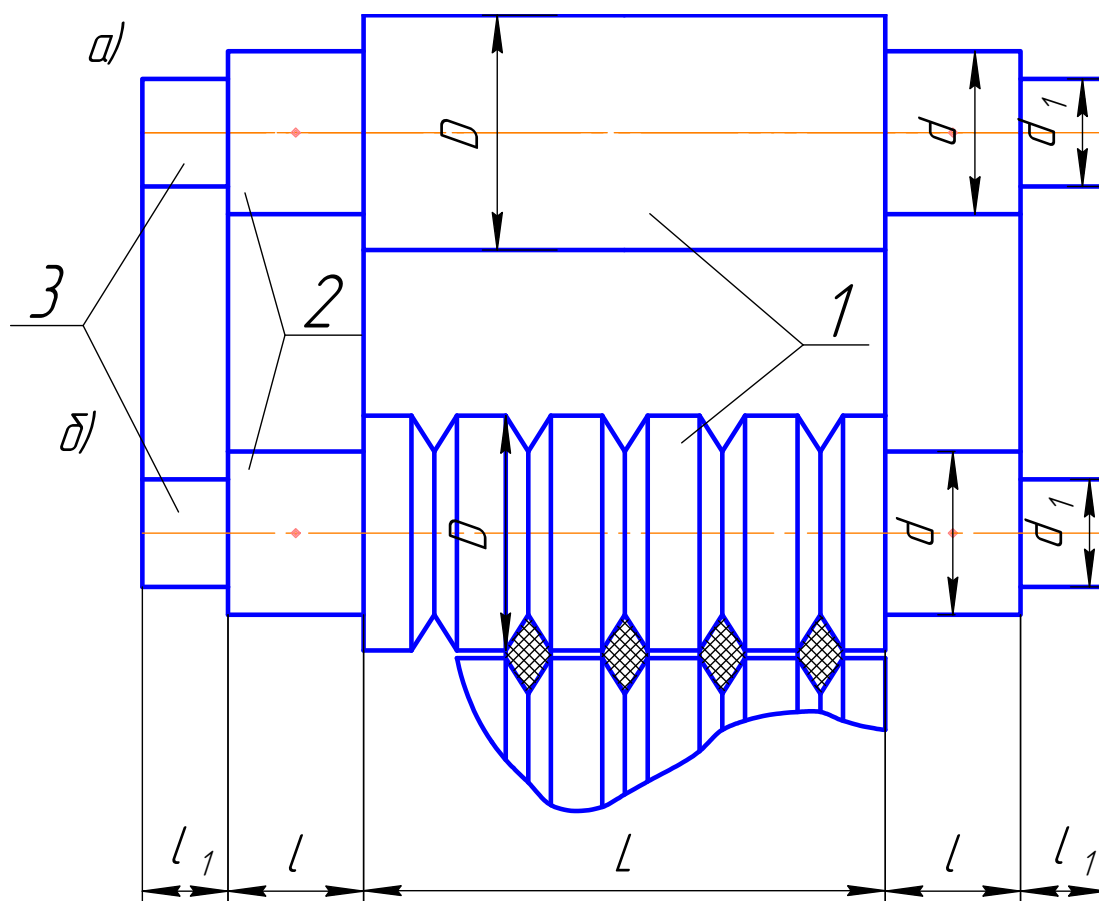
Малюнок 3.1. Схеми розташування валків у робочих клітках:  
 1-горизонтальний валок; 2-вертикальний валок.



Малюнок 3.2. Схеми клітей з горизонтальними валками: 1-робочий валок; 2-опорний валок.

## 3.2 Валки робочих клітей

Валки - це робочий інструмент прокатного стану, виконуючий деформацію (обтиснення) металу з метою надання йому форми поперечного перетину. Основні елементи валка (малюнок 3.3.): робоча частина (бочка), шийка, кінцева частина. Залежно від форми робочої частини валки розділяються на листові та сортові. Листові валки встановлюють у клітях листових станів і вони мають бочку циліндричної форми. Сорткові валки служать для прокатки сортових профілів і мають на робочій частині поглиблення (струмки). Струмки двох суміжних валків утворюють калібр, що відповідає профілю прокату (наприклад, квадрату).



Малюнок 3.3. Валки прокатних станів: а-листовий валок;  
б-сортковий валок; 1-робоча частина валка;  
2-шийка валка; 3-кінцева частина валка.

Шийка валка повинна бути циліндричною або конічною залежно від типу підшипника, установлюваного на ній. Кінцева частина призначена для з'єднання валка зі шпинделем, виконується у вигляді лопаті або циліндричною зі шліцами.

Розрахунки валків на міцність і деформацію виконуються як перевірочні, після попереднього вибору їхніх розмірів (сортові валки розраховують тільки на міцність).

Для сортових валків і валків товстолистових станів діаметр бочки вибирається за умовою захоплення

$$D > \frac{\Delta h}{1 - \cos \alpha} \approx \frac{2\Delta h}{\alpha^2}$$

припустимий кут захоплення  $\alpha$  визначається станом поверхні валків, станом прокату металу і перебуває у межах 15-34°.

Для листових станів холодної прокатки діаметр бочки вибирають із умови прокатки листа мінімальної товщини :

$$D \leq (1500 \dots 2000)h_{\min}$$

Довжина бочки сортових валків визначається умовами калібрування й перебуває в залежності:

$$L = (1,5 \dots 2,7)D$$

довжина бочки листових валків визначається максимальною шириною прокату листа  $B$  :

$$L = B + (100 \dots 400)$$

Діаметр шийки валків вибирають залежно від типів підшипників у межах  $d=(0,55...0,75) D$

Довжину шийки приймають рівною її діаметру. Діаметр кінцевої частини приймають  $d_1 = d - 10$  мм. Інші розміри кінцевої частини уточнюють розрахунком з урахуванням її форми.

При перевірці міцності валка бочки розраховують тільки на вигин, шийку - на вигин і крутіння, кінцеву частину - на крутіння. З обліком цього та даних малюнок 3.4 умовами міцності будуть:

для бочки

$$\sigma_b = \frac{M_b}{0.1D^3} \leq [\sigma];$$

для шийки

$$\sigma_{ш} = \sqrt{\sigma_{ши}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma];$$

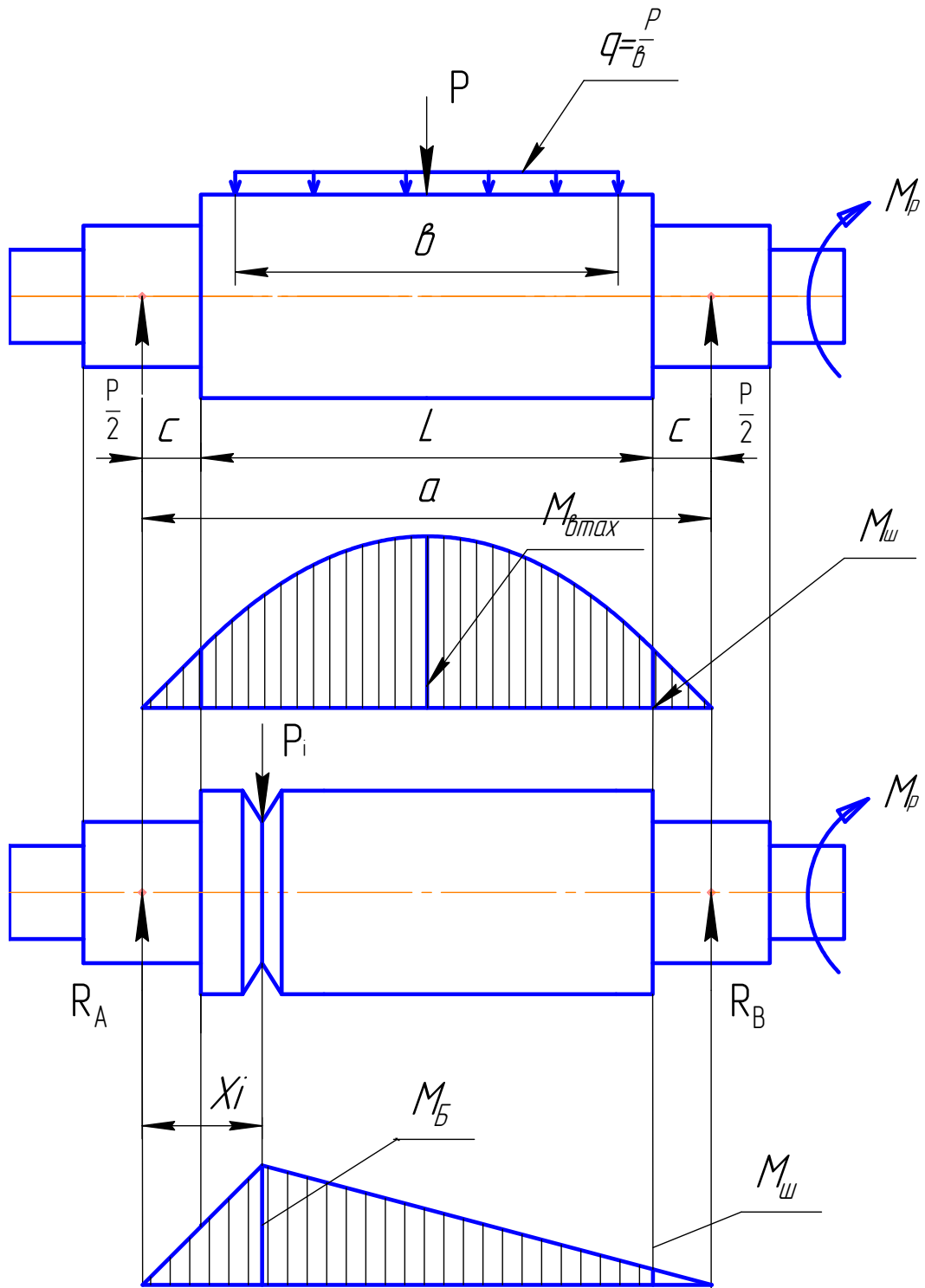
для кінцевої частини циліндричної форми

$$\tau_1 = \frac{M_p}{0.2d_1^3} \leq [\tau],$$

де

$$\sigma_{ши} = \frac{M_{ш}}{0.1d^3} \leq [\sigma], \quad \tau = \frac{M_p}{0,2d^3}.$$





Малюнок 3.4. Розрахункові схеми валків та епюри згинальних моментів.

Розрахункові згинальні моменти  $M_B$  і  $M_{ш}$  визначаються побудовою епюр згинальних моментів (малюнок 3.4). Для бочки листового валка

небезпечний перетин знаходиться посередині:

$$M_{\sigma} = P\left(\frac{a}{4} - \frac{b}{8}\right).$$

Для сортового валка:

$$M_{\sigma} = R_a X_i = P \frac{a - x_i}{a} X_i$$

Для бочки сортового валка небезпечний перетин можливий в одному з калібрів. Через незалежну зміну сили прокатки і її плеча  $X_i$  для точного виявлення небезпечного перетину розрахунок варто виконувати для всіх калібрів.

Величина  $M_{ш}$  для листового валка визначається як:

$$M_{ш} = Pc / 2;$$

для сортового валка:

$$M_{ш} = R_{\sigma} c = P_i \frac{x_i}{a} c$$

Допустиму напругу приймають із п'ятикратним запасом щодо межі міцності  $[\sigma_{\sigma}]$  матеріалу валка.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\sigma}}{5}$$

*Дотичну допустиму напругу можна прийняти*

$$[\tau] = 0.6[\sigma]$$

Розрахунок листових валків на деформацію полягає у визначенні прогинів валка під дією зусилля прокатки й у порівнянні цих прогинів із допустимими.

Умовою твердості валка буде

$$f = f_1 + f_2 \leq [f]$$

де  $f_1$  - прогин валка від згинального моменту;

$f_2$  - прогин валка від перерезаючих сил.

Відповідно до теореми Кастильяно

$$f_1 = \frac{1}{E} \int \frac{1}{I_x} M_x \frac{\partial M_x}{\partial P} dx; \quad f_2 = \frac{1}{G} \int \frac{1}{F_x} Q \frac{\partial Q_x}{\partial P} dx; \quad (3.1)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу валка;

$G$  – модуль зрушення матеріалу валка;

$M$  – функція зміни моменту по довжині валка;

$Q$  – функція зміни перерезаючої сили, по довжині валка;

$I_x$  – функція зміни моменту інерції перетину по довжині;

$F_x$  – функція зміни площі перетину по довжині валка.

Щоб виконати інтегрування виражень (3.1), функції, що знаходяться під інтегралом, повинні бути безперервними. Виходячи із цього, інтегрування ведемо по трьох ділянках: I, II, III (малюнок 3.4,а).

Для першої ділянки (межі інтегрування від 0 до C)

$$M_x = \frac{P}{2} x; \quad Q_x = \frac{P}{2}; \quad I_x = I_1; \quad F_x = F_1$$

для другої ділянки (межі інтегрування від C до (a - b)/2)

$$M_x = \frac{P}{2} x; \quad Q_x = \frac{P}{2}; \quad I_x = I_2; \quad F_x = F_2$$

для третьої ділянки (межі інтегрування від (a - b)/2 до a/2)

$$M_x = \frac{P}{2} x - \frac{g}{2} \left(x - \frac{a-b}{2}\right)^2; \quad Q_x = \frac{P}{2} - g \left(x - \frac{a-b}{2}\right)^2;$$

$$I_x = I_2; F_x = F_2$$

Для всіх ділянок

$$\frac{\partial M_x}{\partial P} = \frac{x}{2}; \quad \frac{\partial Q_x}{\partial P} = \frac{1}{2};$$

У даних вираженнях:

$F_1$  й  $I_1$  – відповідно площа та момент інерції перетину бочки;

$F_2$  й  $I_2$  – відповідно площа та момент інерції перетину шийки.

Після підстановки й інтегрування виражень (3.1) у зазначених межах, одержимо формули О.І.Целікова [1]:

$$f_1 = \frac{P}{384EI_1} [8a^3 - 4av^2 + v^3 + 64C^3 (\frac{I_1}{I_2} - 1)];$$

$$f_2 = \frac{P}{4GF_2} [a - \frac{v}{2} + 2c(\frac{F_2}{F_1} - 1)];$$

Сумарні допустимі прогини, [1]:

$[f] = 0.05 - 0.2$  мм – при холодній прокатці;

$[f] = 0.3 - 1$  мм – при гарячій прокатці.

У клітей “кварто”, як показує аналіз [1], основна частина навантаження передається на опорний валок, тому його зазвичай розраховують на вигин від дії повної величини зусилля прокатки  $P$  і оскільки приводним звичайно є робочий валок, його розраховують тільки на крутіння. Крім того, сполучення опорного та робочого валків перевіряють на контактну міцність за умовою [1]:

$$\sigma_K = 0,59 \sqrt{\frac{E_{np}}{R_{np}}} g \leq [\sigma_K]$$

де  $E_{np}$  – наведений модуль пружності матеріалу валків;

$R_{np}$  – наведений радіус валків.

Допустима напруга  $[\sigma_K]$  приймається в межах  $[\sigma_K] = \sigma_s \cdot 3$ ,

де  $\sigma_s$  – границя текучості матеріалу валка.

### Питання для самоперевірки

1. Класифікація робочих клітей за розташуванням робочих валків. Їхнє застосування.
2. Класифікація горизонтальних клітей за кількістю валків. Області їхнього застосування.
3. Обґрунтуйте необхідність клітей “кварто” і багатовалкових.
4. Класифікація робочих валків і їх елементів.
5. Критерії вибору основних розмірів валків.
6. Методика розрахунку валків на міцність.
7. У чому полягають особливості розрахунку валків кліті “кварто” на міцність?
8. Методика розрахунку листових валків на деформацію.

### 3.3. Підшипники валків

Умови роботи підшипників характеризуються - питомим тиском і величиною  $PV$ , де  $P$  - питомий тиск і  $V$  - окружна швидкість шийки валка. Для підшипників прокатних валків зазначені параметри досягають, відповідно, значення [5]:  $P = 210 - 4700 \text{ Н/см}^2$  і  $PV = 4200 - 23500 \text{ Нм/см}^2 \text{ с}$ .

Зазначені величини перевищують такі параметри для підшипників загального машинобудування відповідно в 2-5 й 4-24 рази, що обумовлює конструктивні особливості й умови експлуатації підшипників валків.

Для більшості підшипників передбачається штучне охолодження, що здійснюють поливом шийок водою (підшипники відкритого типу) або посиленою циркуляцією масла (підшипники закритого типу). З підшипників кочення застосовують тільки роликові багаторядні.

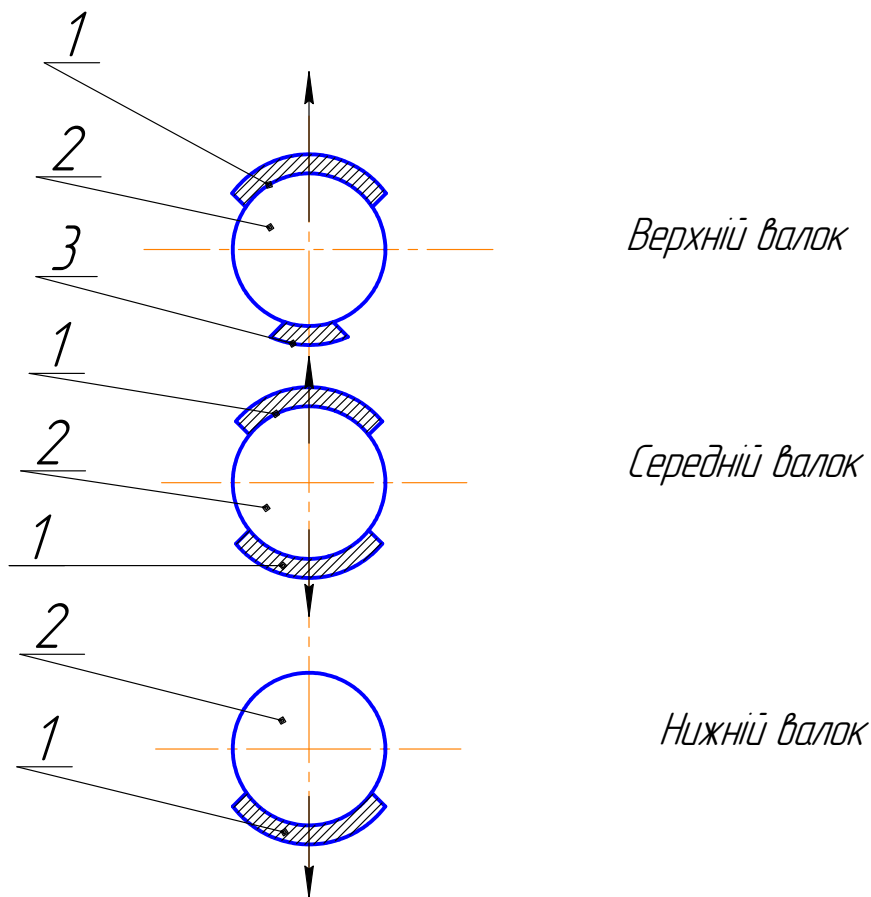
Всі застосовувані підшипники валків розділяються на три групи: підшипники ковзання відкритого типу, підшипники ковзання закритого типу та підшипники кочення.

У підшипників відкритого типу (малюнок 3.5) вкладиші не повністю охоплюють шийку валка. Основним матеріалом вкладишів для цих підшипників є текстоліт, що зберігає працездатність до температури  $80^{\circ}\text{C}$ , витримує питомі тиски до  $3000 \text{ Н/см}^2$  і при змащенні водою дає досить низький коефіцієнт тертя  $\mu = 0,004-0,006$ . Охолодження й змащення підшипника здійснюють поливом шийки валка водою. Підшипники рідинного тертя (ПРТ), що відносяться до групи підшипників ковзання закритого типу, у прокатних станах отримали широке застосування. Особливістю цих підшипників є те, що при роботі підшипника між поверхнями шийки та вкладиша утворюється масляний шар і тертя відбувається між шарами змащення (рідинне тертя). Цим і визначається коефіцієнт тертя в даних підшипниках. На практиці  $\mu = 0,001 - 0,005$ . Довговічність підшипників 10-20 років.

За способом створення робочого масляного шару ПРТ розрізняють: гідродинамічні, гідростатичні й комбіновані.

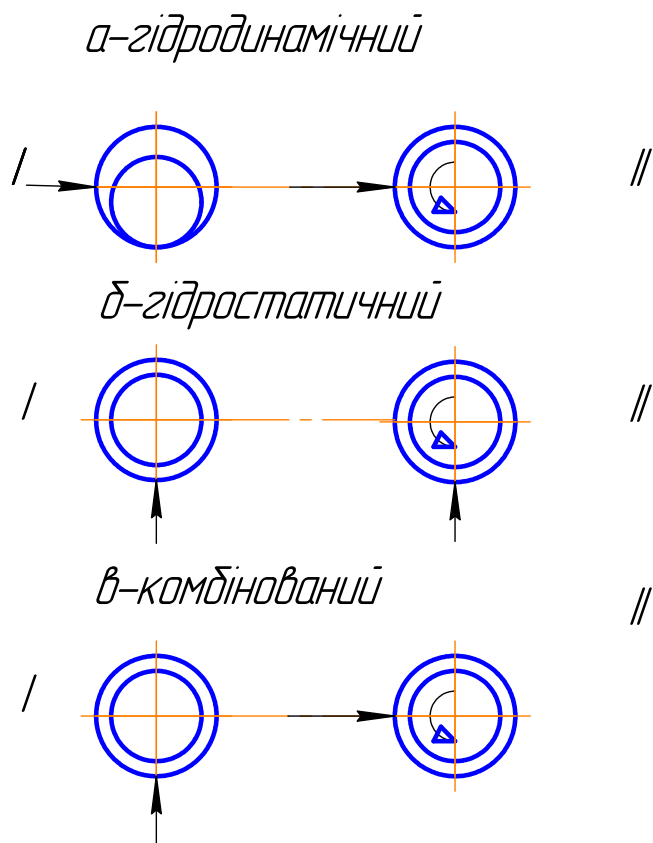
У гідродинамічних підшипників (малюнок 3.6) масляний шар утворюється за рахунок усмоктувальної дії шийки. У даний підшипник змащення подається збоку під тиском, необхідним для подолання всіх опорів системи ( $P_c = 0,15-0,3 \text{ МПа}$ ). Дані підшипники добре працюють при постійному обертанні валків і погано - при частих реверсах і зупинках.

У гідростатичних підшипників масляний шар утворюється за рахунок напору струменя змащення, що подається знизу від насоса високого тиску ( $P_C = 30-50$  мПа). Дані підшипники добре працюють при всіх режимах. Однак наявність постійно включеної системи змащення, високого тиску різко знижує їхню цінність.

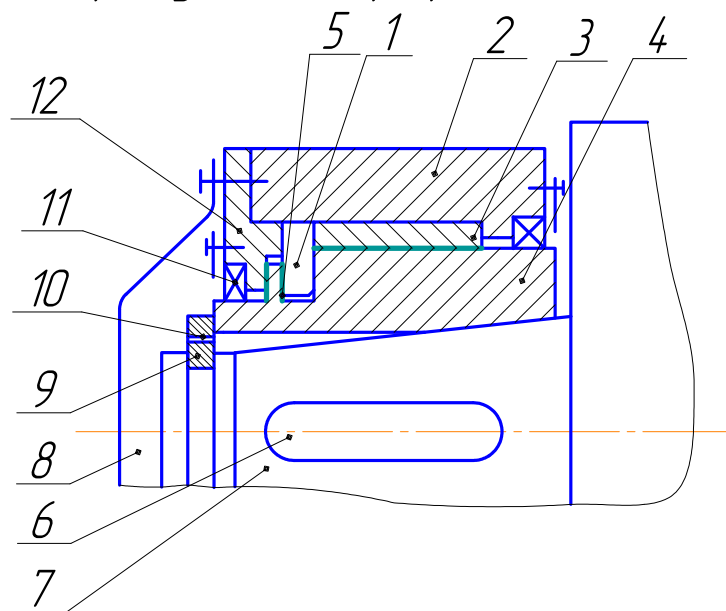


Малюнок 3.5. Схема розташування вкладишів у підшипниках відкритого типу: 1-робочий вкладиш; 2-шейка валка; 3-підтримуючий вкладиш.

Комбіновані підшипники мають переваги гідродинамічних і гідростатичних підшипників за рахунок деякого ускладнення системи подачі змащення, що складається із системи низького й високого тиску. Обидві системи працюють по черзі: низького тиску - при обертанні валка, високого тиску при реверсах і зупинках. ПРТ виготовляють як радіальні, так і радіально-упорні (малюнок 3.7).



Малюнок 3.6. Схеми відносного положення шейки валка і вкладиша у ПРТ різних типів:  $\rightarrow$ —напрямок подачі змазки; I—при зупинці; II—при роботі.



Малюнок 3.7. Радіально-упорний підшипник рідинного тертя (гідролічний): 1—упорні напівкільця; 2—подушка; 3—втулка-вкладиш; 4—конусна втулка-цапфа; 5—шар бадіту; 6—шпонка; 7—шейка валка; 8—захисний кожух; 9—різьбові напівкільця; 10—гайка; 11—ущільнення; 12—кришка.



В окремих випадках у якості упорного елемента в сполученні з ПРТ радіального типу застосовують роликовий конічний підшипник. Для заливання робочих поверхонь вкладишів і упорних елементів застосовують бабіт марки Б83. ПРТ збирається на конусній втулці цапфі й при монтажі одягається на конусну шийку валка.

Підшипники кочення застосовують в основному в чотиривалкових клітках, а також у двовалкових клітках сортових станів. Найбільше часто використовують роликові багаторядні підшипники з конічними роликами, тому що вони добре встановлюються і здатні сприймати великі осьові навантаження. З метою зручності монтажу й демонтажу роликові підшипники встановлюються на шийку валка з гарантованим зазором, що приводить до зношування шийки, особливо при окружних швидкостях більше 6 м/с. Щоб уникнути цього й полегшити монтаж і демонтаж, почали застосовувати підшипники з конусним внутрішнім отвором.

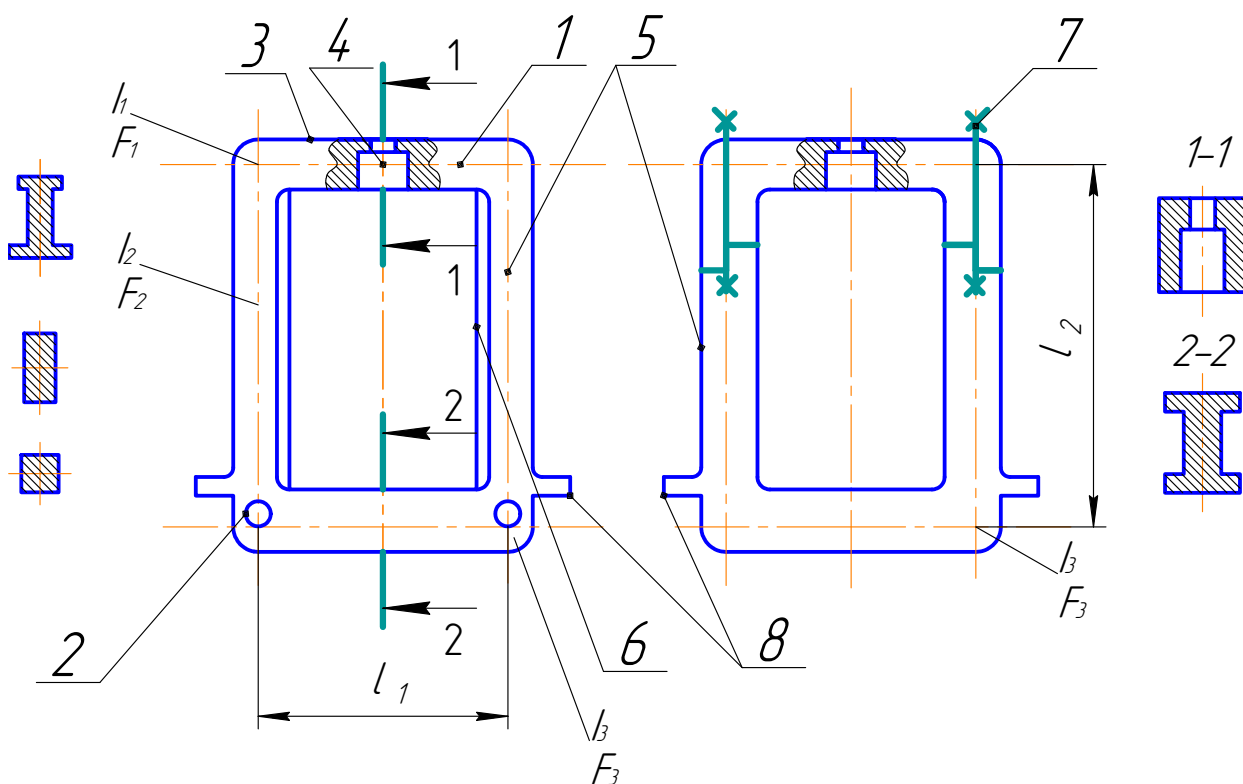
При дуже великих швидкостях (30-40 м/с) застосовують роликові підшипники із циліндричними роликами, у яких внутрішнє кільце виготовлене з точністю забезпечуючою їхню взаємозамінність по зовнішньому діаметру. Це дозволяє садити внутрішнє кільце на шийку валка по нерухомій посадці й не знімати його при переточуванні та перешліфовці валка.

#### Питання для самоперевірки

1. Умови роботи й особливості підшипників валків.
2. Основні експлуатаційні параметри підшипників відкритого типу із вкладишами з текстоліту.
3. Типи ПРТ і принцип їхньої роботи.
4. Намалюйте по пам'яті конструктивну схему радіально-упорного ПРТ і дайте характеристику його основних елементів.
5. Охарактеризуйте посадки підшипників кочення на шийку валка.

### 3.4. Станини робочих клітей

Станини утворюють раму робочої кліті, у якій установлюють валки з механізмами й пристроями для регулювання їхнього положення. Застосовують дві групи станин: б - відкритого типу й а - закритого типу (малюнок 3.8). Основні елементи станин: стійки, верхня поперечка та нижня поперечка. У станин закритого типу основні елементи між собою мають твердий зв'язок й утворюють плоску прямокутну раму. У станин відкритого типу верхня поперечка знімна у вигляді кришки й кріпиться до стійок різьбовими або клиновими шпильками.



Малюнок 3.8. Станини робочих клітей: 1-нижня поперечка; 2-отвір для установки станинних роликів; 3-верхня поперечка; 4-отвір для натискної гайки; 5-стійка; 6-захисна планка; 7-шпилька; 8-лапа.

На фундамент станини опираються через плитовини за допомогою лабетів, опорні поверхні яких добре оброблені й повторюють контур опорних поверхонь плитовин. Верхня, а в деяких випадках і нижня поперечка, мають отвори для установки натискних механізмів. У нижній частині стійок у станин великих станів є отвори для установки станинних роликів рольганга. Внутрішні поверхні стійок, які в перетині можуть мати форму квадрата, прямокутника або двотавра зі стовщеною стінкою, облицьовують захисними планками.

Відливаються станини зі сталей марок: Ст.25Л, Ст.30Л і Ст.35Л.

Розрахунок станин виконують як перевірочний, після вибору розмірів основних елементів. При цьому площа перетину стійок приймається залежно від діаметра шийки валка  $d$  [5]:

$$F_2 = (0.6 - 0.8)d^2 - \text{валки виготовлені з чавуну};$$

$$F_2 = (0.7 - 0.9)d^2 - \text{валки виготовлені з вуглецевої сталі};$$

$$F_2 = (0.8 - 1.2)d^2 - \text{валки з легованої сталі}.$$

Площа перетину поперечок приймається  $F_1 = (1.2 - 1.4)F_2$ . Станини розраховують від дії частини зусилля прокатки  $R$ , що доводиться на одну станину. Для листової кліті  $R = P/2$ , для сортової кліті - найбільшій реакції, що виходить при розрахунку валка по пропусках (див. малюнок 3.4). Розрахунок виконують при наступних допущеннях:

- сила  $R$  прикладена в площині симетрії станини (площина I – I на малюнку 3.9);
- розміри перетинів елементів станини постійні по їхній довжині;
- розрахунковий контур проходить по центрах ваги перетинів.

Крім цього, для станин відкритого типу сполучення станини із кришкою розглядається як шарнірне й не перешкоджає прогину стійок усередину при вигині нижньої поперечки.

Розрахунковий контур на малюнку 3.9,а показує, що всі елементи станини закритого типу сприймають деформацію згину, а кожна стойка додатково піддана розтягненню зусиллям  $R/2$ . Оскільки розрахунковий контур

замкнутий, визначити величини згинальних моментів, використовуючи тільки рівняння статки, неможливо, тобто система статично невизначена. При розрахунку таких систем використовують метод перетинів, що дозволяє скласти додаткове рівняння (рівняння деформацій).

Умовний перетин звичайно роблять у площині, у якій одна з деформацій (кут повороту перетину або прогин) дорівнює нулю. У цьому випадку, оскільки сила  $\mathbf{R}$  прикладена в площині симетрії, кут повороту перетину поперечок I-I дорівнює нулю. Зробивши умовний перетин у цій площині, одержимо розрахункову схему (малюнок 3.9,б) і складемо рівняння деформації, використовуючи теорему Кастильяно.

$$Q_{1-1} = \frac{1}{E} \int \frac{1}{I_x} M_x \frac{\partial M_x}{\partial M_1} dx \quad (3.2)$$

де  $Q_{1-1}$  – кут повороту перетину I – I;

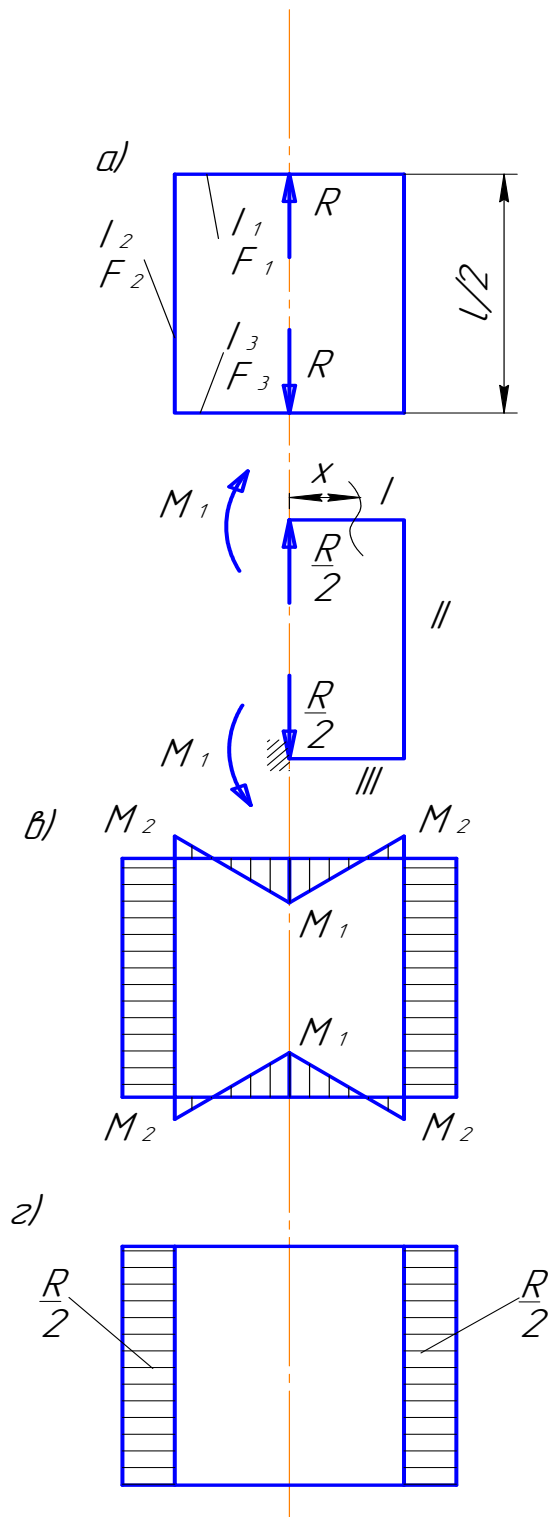
$M_1$  – внутрішній згинальний момент, що діє в перетині I – I.

Відповідно до малюнка 3.9,б

$$M_x = M_1 \frac{R}{2} x; \quad \frac{\partial M_x}{\partial M_1} = 1 \quad (3.3)$$

Підставивши вираження (3.3) у рівняння (3.2), і вирішивши його відносно  $M_1$ , одержимо

$$M_1 = \frac{R}{2} \left( \int \frac{X}{I_x} dx / \int \frac{dx}{I_x} \right) \quad (3.4)$$



Малюнок 3.9. До розрахунку станини закритого типу на міцність.

Для інтегрування розділимо розрахункову схему на три ділянки: **I** - від 0 до  $l_1/2$ ; **II** - від 0 до  $l_2$  й **III** - від 0 до  $l_1/2$ . Для ділянки **I**:  $I_x = I_1$ , для

ділянки **II**:  $I_x = I_2$  і для ділянки **III**:  $I_x = I_3$ . З обліком цих даних інтегрування рівняння (3.4) дає результат:

$$M_1 = \frac{Rl_1}{4} \frac{\frac{l_1}{4I_1} + \frac{l_2}{I_2} + \frac{l_1}{4I_3}}{\frac{l_1}{2I_1} + \frac{l_2}{I_2} + \frac{l_1}{2I_3}}$$

Епюр згинальних моментів будуюмо (малюнок 3.9, в) по вираженню (3.3), відповідно до якого момент у перетинах стійки

$$M_2 = M_1 - \frac{Rl_1}{4}$$

Використовуючи епюр згинальних моментів й епюр сил, що розтягують (малюнок 3.9,г), складемо умови міцності для елементів станини: для верхньої й нижньої поперечок

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W_1} \leq [\sigma] ; \quad \sigma_3 = \frac{M_1}{W_3} \leq [\sigma] ;$$

для стійок

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{W_2} + \frac{R}{2F_2} \leq [\sigma] ;$$

де  $W_1, W_2, W_3$  – мінімальні моменти опору перетинів відповідних елементів;

$F_2$  - площа перетинів стійки.

Моменти опору перетинів (малюнок 3.10)

$$W = \frac{I}{y} \quad (3.5),$$

де  $I$  – момент інерції перетину.

У випадку несиметричності перетину щодо нейтральної осі  $z$ , що характерно для перетинів поперечок, у вираженні (3.5) підставляємо більше значення величини  $I$  ( $I_1$  або  $I_2$ ).

Допустима напруга,  $[\sigma]$  приймається не менш, ніж з 10-кратним запасом стосовно межі міцності матеріалу сталі.

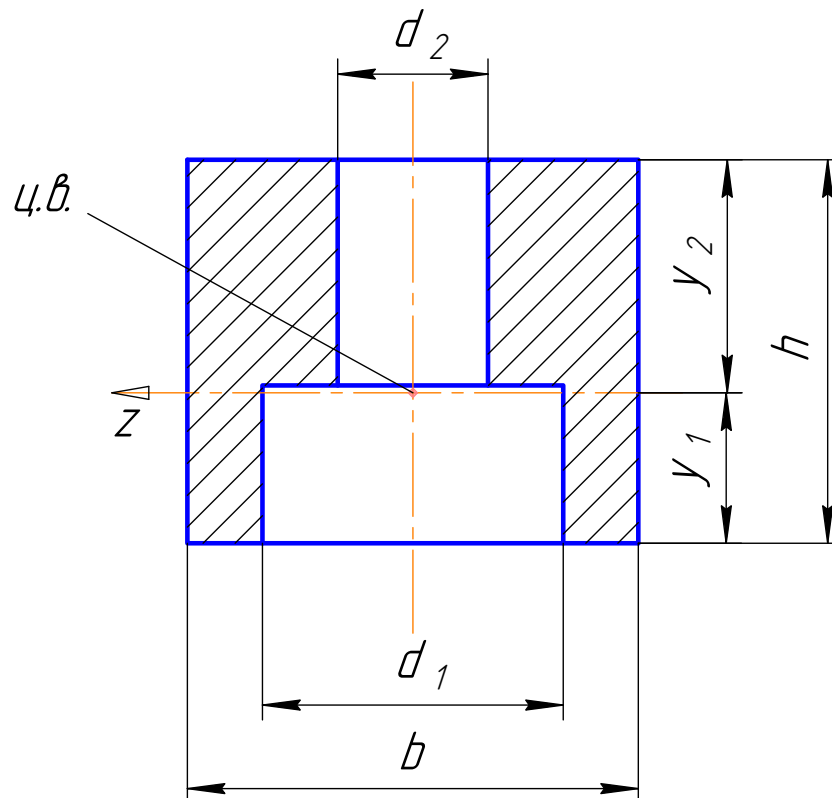
Розрахунок станин закритого типу на деформацію полягає у визначенні величини відносного переміщення точок А і В (малюнок 3.10) і в порівнянні цієї величини із припустимою. На підставі цього умова твердості сталі

$$f = f_1 + f_2 + f_3 \leq [f]$$

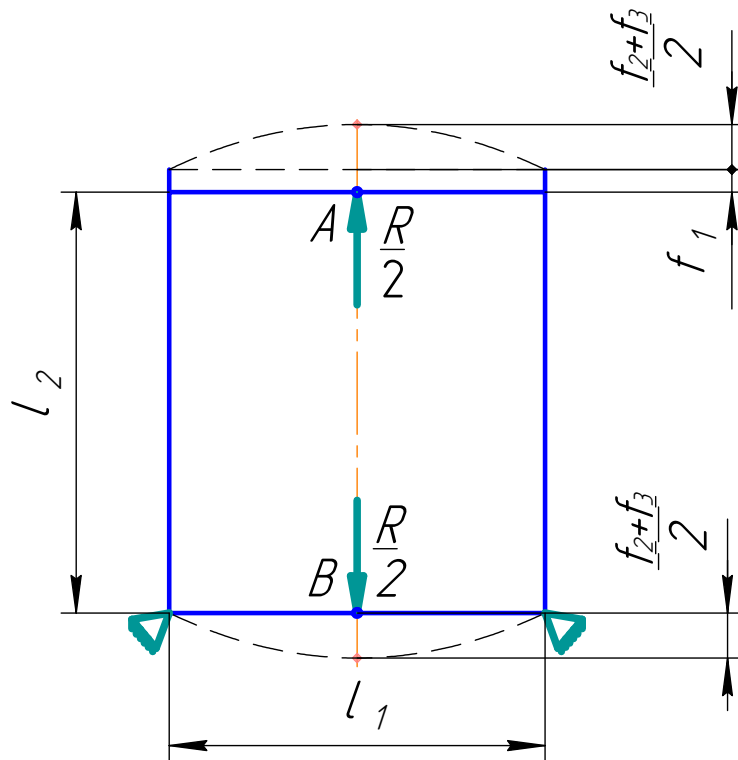
де  $f_1$  - подовження стійок при розтяганні;

$f_2$  і  $f_3$  - відповідно прогин поперечок від дії згинального моменту й перерізуючи сил.

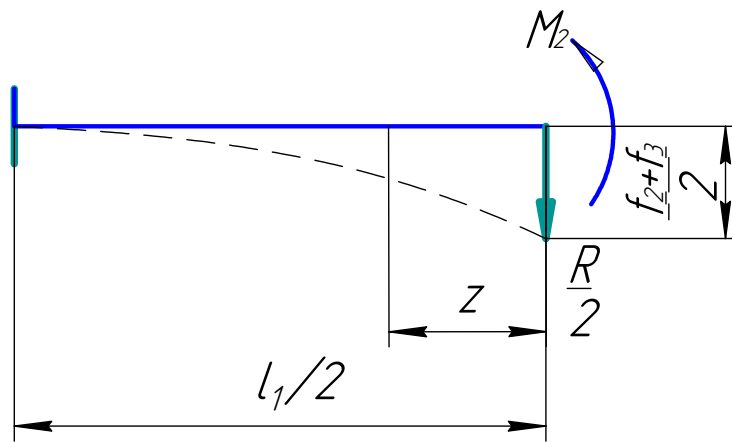
Величина  $f_1$  визначається за законом Гука:



Малюнок 3.10. До визначення моменту опору (ц.в. – центр важкості).



Малюнок 3.11. Схема деформації станини.



Малюнок 3.12. До визначення прогину поперечки

Для визначення величини  $f_2$  і  $f_3$  уявимо поперечку у вигляді консольної балки (малюнок 3.12) з защемленням у площині I – I, оскільки кут повороту перетину в цій площині дорівнює нулю, і маючої навантаження у вигляді сили  $\frac{R}{2}$  і моменту  $M_2$ . Відповідно до теореми Кастильано (3.1) при



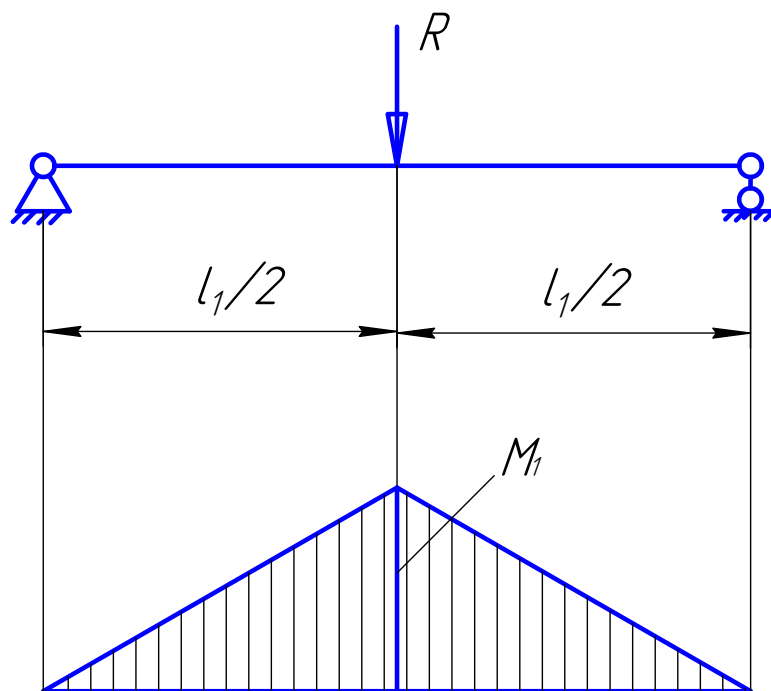
$$I_1 = I_3 \quad i \quad F_1 = F_3$$

$$f_2 = \frac{\ell_1^2}{I_1 E} \left( \frac{R \ell_1}{24} - \frac{M_2}{4} \right);$$

$$f_3 = \frac{k \ell_1 R}{2 G F_1},$$

де  $k = 1,2$  - коефіцієнт форми перетину [5].

Прийняті раніше допущення дозволяють кришку станини відкритого типу розрахувати як двох опорну статично визначену балку, навантажену посередині силою  $R$ . (малюнок 3.13)



Малюнок 3.13. До розрахунку кришки станини.

Умова міцності кришки:

$$\sigma_1 = \frac{R \ell_1}{4 W_1} \leq [\sigma]$$

При розрахунку властне станини виходять із того, що стійки прогинаються усередину на величину, рівну величині первісного зазору між подушкою валка й стійками  $\Delta$ , Подальшому прогину буде перешкоджати сила  $T$ , що виникає в місці контакту стійки й подушки. З урахуванням цього

й раніше прийнятих допущень складемо розрахункову схему (малюнок 3.14а) і рівняння деформації стійки, необхідне для визначення сили  $T$ .

$$f_{CT} = \frac{1}{E} \int \frac{1}{I_x} M_x \frac{\partial M_x}{\partial T} dx = \frac{-\Delta}{2} \quad (3.6)$$

Величина  $\Delta$  в даному рівнянні береться зі знаком мінус, оскільки напрямок прогину стійки протилежно напрямку дії сили  $T$ ,

Інтегрування рівняння по ділянках I й II й рішення його відносно  $T$  дає результат

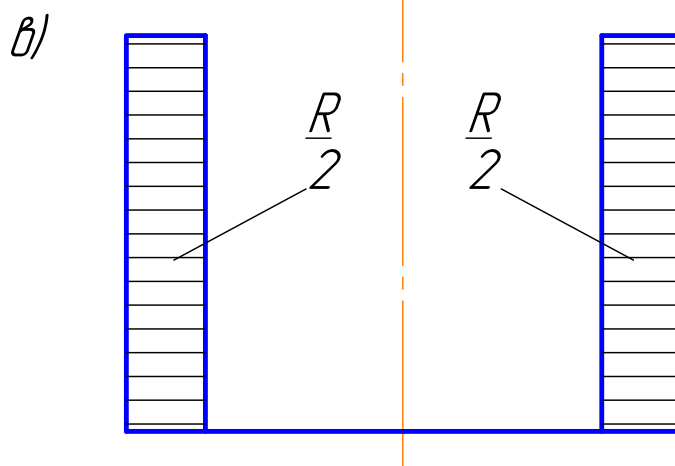
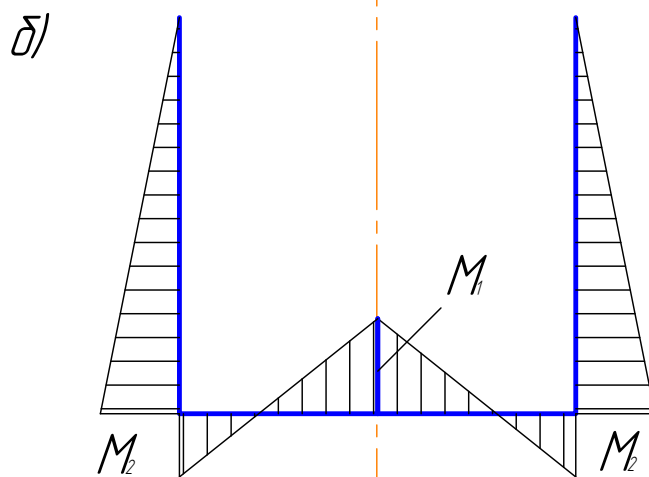
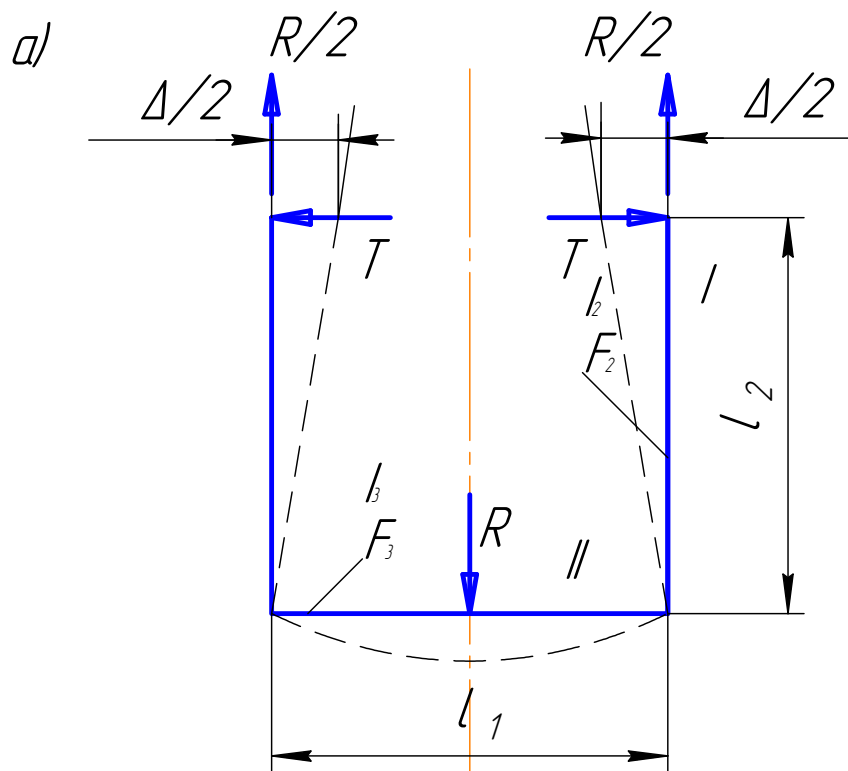
$$T = \frac{3I_2(Rl_1l_2 - 4\Delta EI_1)}{4l_2^2(3l_1I_2 + 2l_2I_1)} \quad (3.7)$$

З отриманого вираження маємо, що за інших рівних умов сила  $T$  визначається величиною зазору  $\Delta$ . Оскільки в робочих умовах практично неможливо підтримувати величину зазору в заданих межах, при розрахунку приймають практично можливі варіанти, при яких напруги в елементах станини від дії згинального моменту будуть максимальними. Так, з малюнка 3.14, а слідує, що згинальний момент у перетинах стійки буде максимальним при максимальному значенні сили  $T$ . У свою чергу, з вираження (3.7) маємо, що сила  $T$  буде максимальною при  $\Delta=0$ . Виходячи із цього і приймають розрахунковий момент для стійки:

$$M_2 = \frac{3Rl_1^2I_2}{4(3I_2l_1 + 2I_1l_2)}. \text{ Умова міцності стійки становить із урахуванням}$$

епюри поздовжніх сил (малюнок 3.14, в):

$$\sigma_2 = \frac{R}{2F_2} + \frac{M_2}{W_2} \leq [\sigma]$$



Малюнок 3.14. До розрахунку станини відкритого типу.

З малюнка 3.14, а також треба, що згинальний момент для нижньої поперечки буде максимальним при  $T=0$ . Це дасть умову міцності, ідентичне умові міцності кришки (малюнок 3.13).

Кріплення станин до плитовин і самі плитовини розраховують від дії сил  $Q_1$ , і  $Q_2$ . Ці сили знаходять при розрахунку робочої кліти на перекидання (малюнок 3.15). Згідно мал.3.15,б

$$Q_1 = \frac{M_{оп}}{b} - \frac{G_{кл}}{2}; \quad Q_2 = \frac{M_{оп}}{b} + \frac{G_{кл}}{2},$$

де  $G_{кл}$  - маса кліти.

Перекидаючий момент  $M_{оп}$  складається з моменту, створюваного приводом валків  $M_{пр}$ , і моменту, створюваного поздовжніми силами  $M_N$

Згідно мал.3.15,

$$M_{пр} = M_1 - M_2$$

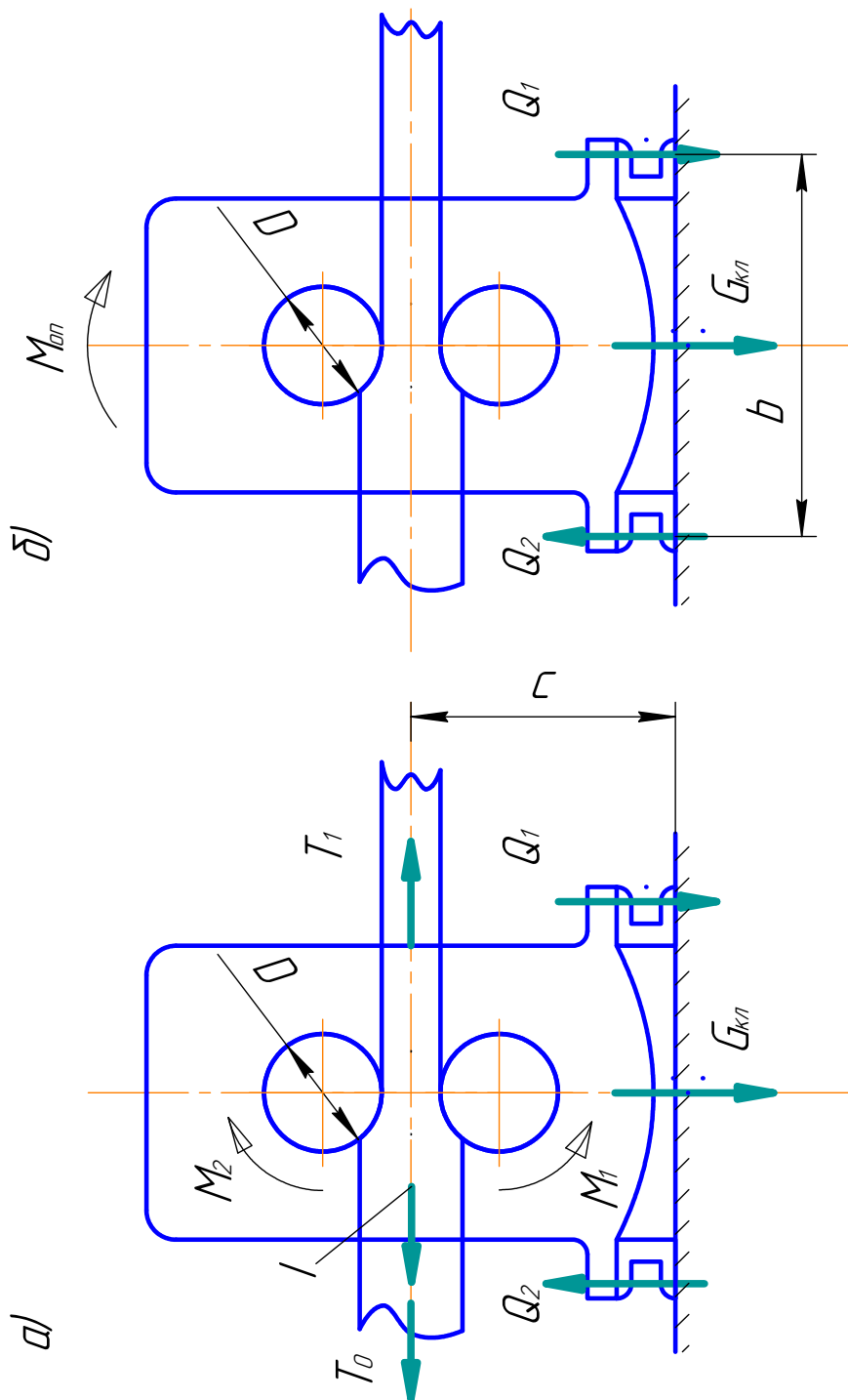
При цьому можливий аварійний випадок, пов'язаний з поломкою одного зі шпинделів. При поломці верхнього шпинделя

$$M_2 = 0; \quad M_1 = M$$

де  $M$  - повний момент прокатки.

Максимальне результуюче поздовжнє зусилля дорівнює сумі мас сил, що діють на смугу, і не перевищує витягаючу силу тертя, яку можна

приблизно прийняти  $N = \frac{2M}{D}$  згідно малюнока 3.15, а.  $M_N = \frac{2c \cdot M}{D}$



Малюнок 3.15. До розрахунку робочої кліти на перекидання.

### Питання для самоперевірки

1. Типи станин й їхній пристрій.
2. Критерії вибору розмірів основних елементів станин.
3. Методика розрахунку станин на міцність.
4. Методика розрахунку станин закритого типу на твердість.

5. Призначення й загальна характеристика плитовин.
6. Методика визначення максимального перекидаючого моменту робочої кліті.
7. Методика визначення зусиль, що діють на плитовини при відомому моменті, що перекидає робочу кліть.

### 3.5. Настановні пристрої валків

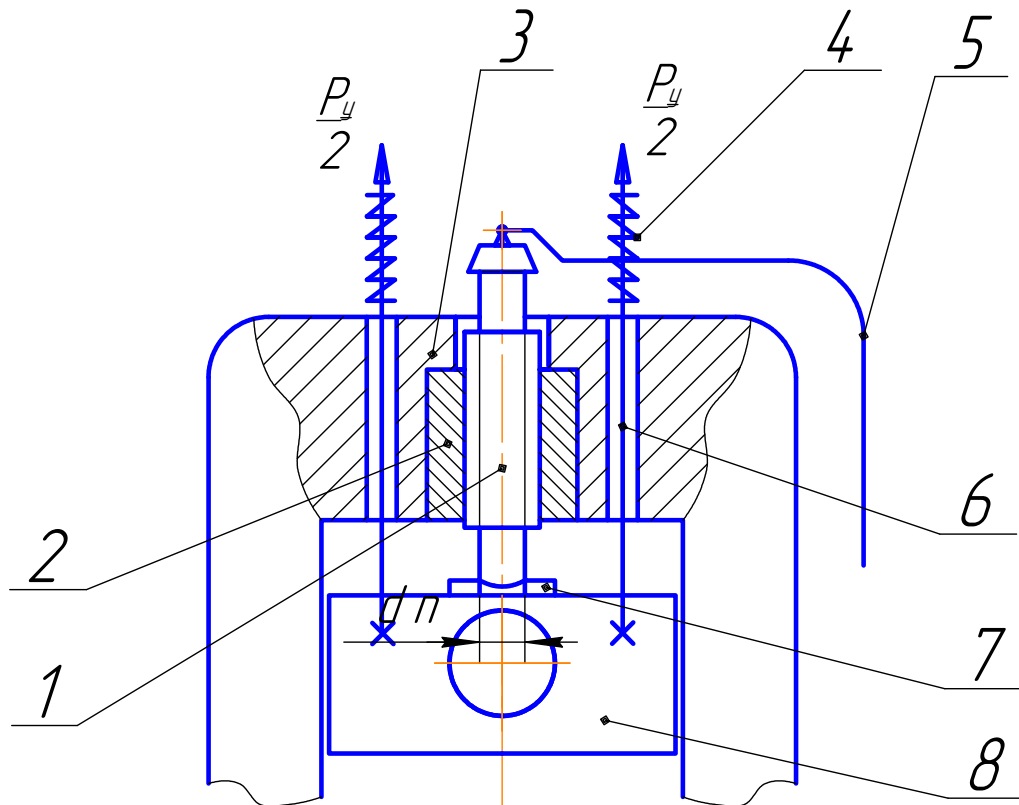
Настановні пристрої застосовують для зміни відстані між валками з метою забезпечення необхідного обтиснення; для сполучення струмків суміжних валків з метою одержання калібру правильної форми; для установки валків на необхідний рівень.

Розрізняють настановні пристрої для переміщення верхнього валка, нижнього валка й вертикальних валків, а також для осьового регулювання валків.

Пристрої для установки верхніх валків найпоширеніші й складаються з натискного механізму й системи зрівноважування. Натискний механізм виконує роботу з переміщення валка. При цьому виконавчі ланки цих механізмів примикають до подушок валка зверху. З урахуванням цього система зрівноважування забезпечує постійне піджаті подушок валка до виконавчих ланок натискного механізму, що виключає появу зазорів у даному сполученні при виході смуги з валків і динамічні удари при наступному захопленні смуги валками.

Натискні механізми класифікують по виду приводу (з ручним приводом, електромеханічні, гідравлічні і гідромеханічні) і по швидкості переміщення валка (швидкохідні - швидкість більше 1 мм/с і тихохідні - швидкість до 1 мм/с). В якості урівноважуючої системи застосовують пружинне, вантажне й гідравлічне зрівноважування. Перший вид внаслідок коливання зусилля застосовується при невеликому переміщенні валка (не більше 50-100 мм).

Натискні механізми з ручним приводом застосовуються на невеликих сортових станах. Механізм на цих станах використовується тільки при перенастроюванні стану на прокатку іншого профілю. Найпоширеніша конструкція натискного механізму з ручним приводом - це механізм із обертовим гвинтом (малюнок 3.16).



*Малюнок 3.16. Схема установлюючого пристрою верхнього валка з ручним приводом.*

Оснoву даного механізму становить гвинтова передача, що складається з натискної гайки 2, закріпленої у верхній поперечці станини 3 і гвинта I. Натискний гвинт опирається на подушку валка 8 зверху через сферичний під'ятник 7. У сполученні з даним натискним механізмом установлюється пружинне зрівноважування, що складається із пружин 4, які через тяги 6 постійно притискають подушку валка до п'яти гвинта із зусиллям  $P_y$ .

$$P_y = (1,2 \dots 1,4) \cdot G_y, \quad (3.8)$$

де  $G_y = 0,5G_e + G_n + G_{вт} + G_z$  - відповідно маса валка, подушки, гвинта, гайки.

Переміщення валка здійснюється обертанням гвинта 1 за допомогою важеля 5.

Гвинтові передачі натискних механізмів мають упорну або трапецеїдальну різьбу (ДЕРЖСТАНДАРТ 3966-76) з кутом підйому гвинтової лінії  $\alpha > 3^\circ$ .

При міцносних розрахунках гвинт перевіряють на стиск

$$\sigma_e = \frac{4R}{\pi d_1^2} \leq [\sigma], \quad (3.9)$$

де  $R$  - зусилля, що діє на гвинт (визначається при розрахунку валка);

$d_1$ , - внутрішній діаметр різьби гвинта

Після вибору розмірів гвинта за умовою (3.9) різьбу гайки перевіряють на зминання:

$$\sigma_{см} = \frac{2R}{\pi z d_{cp} (d_0 - d_{1Г})} \leq [\sigma_{см}] \quad (3.10)$$

де  $z$  - число витків нарізки;

$d_{cp}$  - середній діаметр різьби;

$d_0$  - зовнішній діаметр гвинта;

$d_{1Г}$  - внутрішній діаметр різьби гайки.

Допустима напруга на зминання для матеріалу гайки приймається в межах  $[\sigma_{см}] = 1,5-2$  кН/мм<sup>2</sup> при виготовленні гайок із бронзи марок Бр.АЖ-9-4 і Бр. АЖМц-10-3-1,5.

Момент, необхідний для обертання гвинта, визначають як суму моментів тертя в різьбі й у п'яті гвинта:

$$M_e = P_y \left[ \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\rho \pm \alpha) + \frac{M_n}{3} d_n \right], \quad (3.11)$$

де  $\rho$  - кут тертя в різьбі  $\rho = \operatorname{arctg} \mu_p$

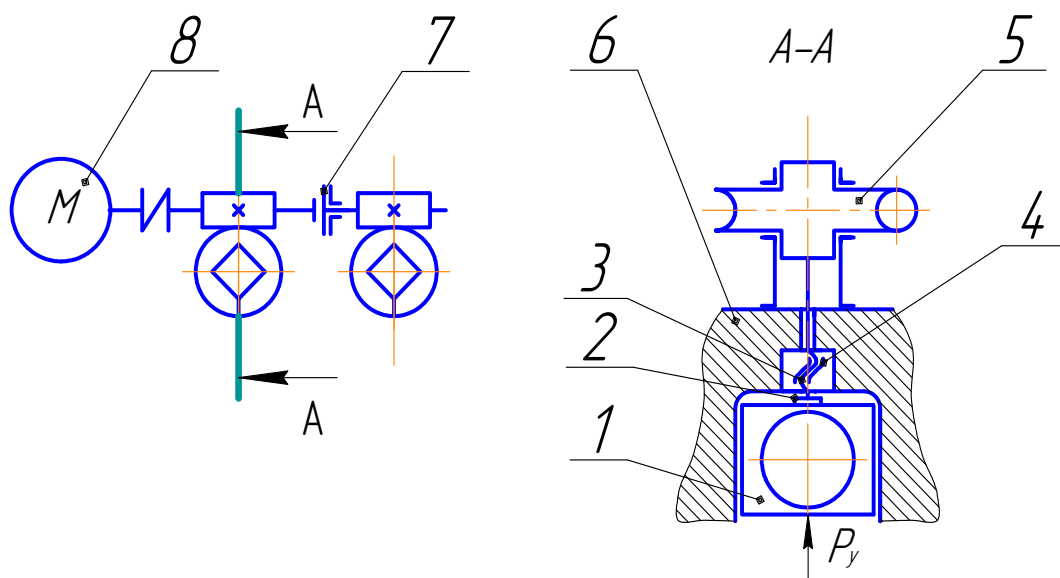


$\mu_p$  і  $\mu_n$  - коефіцієнт відповідно в різьбі й у п'яті.

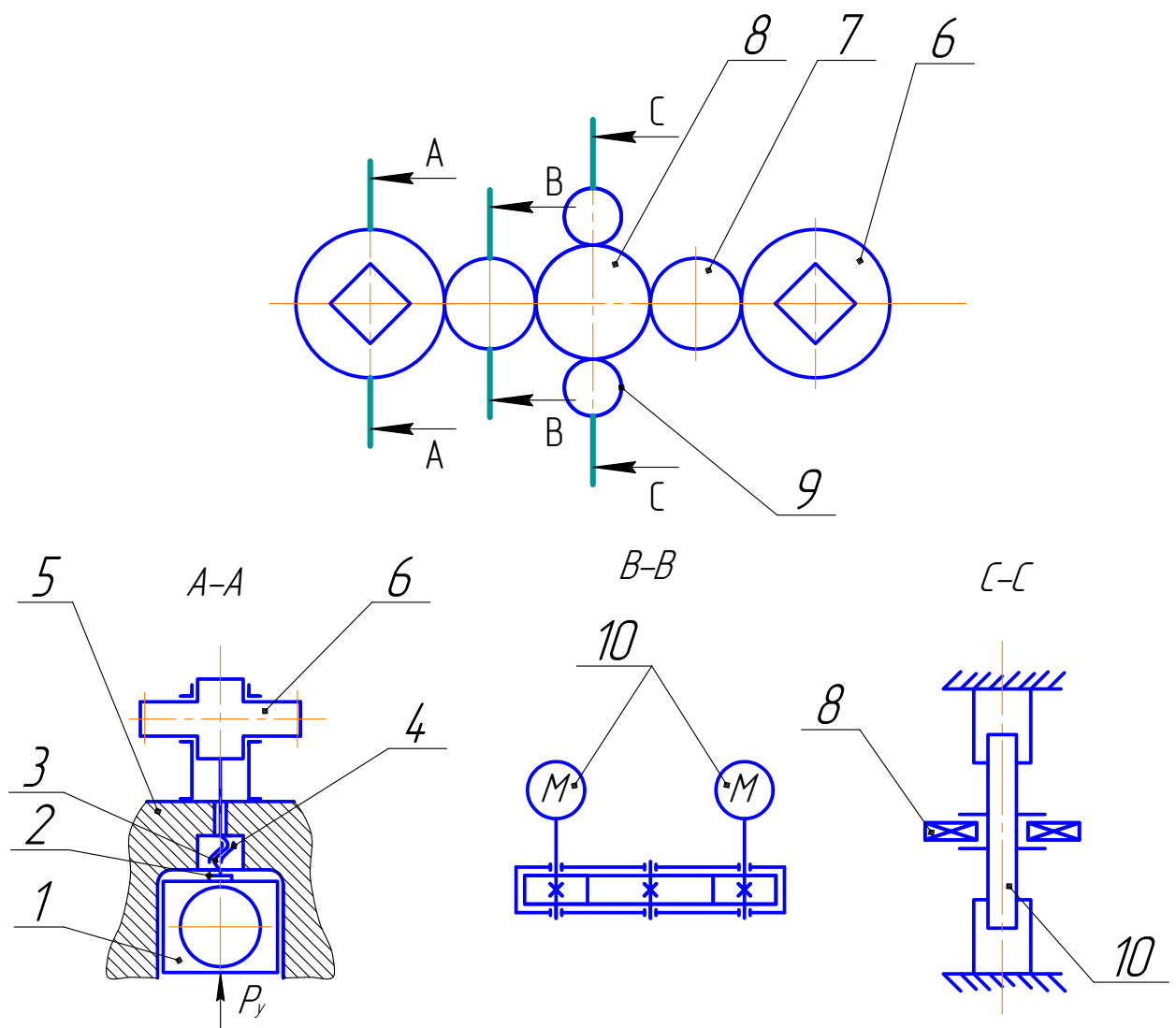
$d_n$  - діаметр опорної п'яти гвинта.

Швидкохідні електромеханічні натискні механізми застосовуються на обтискних, заготовочних, сортових і товстолистових станах. Основу цих механізмів також становлять гвинтові передачі (із упорною різьбою). Конструктивно натискні механізми даного типу розрізняються видом приводу гвинтів.

Використовуються приводи з горизонтальними електродвигунами в сполученні із черв'ячними редукторами (малюнок 3.17) і приводи з вертикальними електродвигунами в сполученні із циліндричним редуктором (малюнок 3.18). Друга конструкція краща для великих станів, тому що вона більше довговічна та більше економічна. І в першому й у другому випадках подушки валка притискаються зрівноважуючими пристроями (на схемах не показані) силою  $P_y$  до гвинтів натискного механізму, що при синхронному обертанні гвинтів від двигунів забезпечує плоскопаралельне переміщення валка вниз.



Малюнок 3.17. Схема натискного механізму з горизонтальними двигунами: 1-подушка валка; 2-підп'ятник; 3-гвинт; 4-черв'ячний редуктор; 6-станина; 7-зчіпна муфта; 8-електродвигун.



Малюнок 3.18. Схема натискного механізму з горизонтальними двигунами:  
 1-подушка валка; 2-підп'ятник; 3-натискний гвинт; 4-гайка;  
 5-станина; 6-ведуча шестерня; 7-шестерня перемикання;  
 8-центральне колесо; 9-моторна шестерня; 10-гідроциліндр;  
 11-електродвигун.

Незалежне обертання одного із гвинтів, що необхідно при усуненні перекосу валка, забезпечується роз'єднанням зчпний муфт 7 у першому випадку й виведенням із зачеплення шестірні перемикання 8 у другому випадку.

Потужність приводу швидкохідного натискного механізму розраховується з урахуванням повторно-короткочасного режиму його роботи й з урахуванням того, що валок переміщається в періоди, коли смуга перебуває за межами валків. При побудові навантажувальної діаграми статичний момент визначається залежністю (3.11).

Звичайно для підвищення динамічних якостей натискного механізму встановлюють два електродвигуни, тому що момент інерції якорів двох двигунів половинної потужності менше, ніж момент інерції якоря одного двигуна повної потужності. Крім того, дослідження [6] показують, що динамічні якості натискних механізмів залежать від конструктивних параметрів, які визначають узагальнений показник швидкодії натискного механізму - коефіцієнт динамічності  $K$ .

$$K = \frac{h}{I_i} \quad (3.12)$$

де  $h$  - крок різьби гвинтової передачі;

$I$  - момент інерції рахуючихся елементів наведений до осі якоря двигуна;

$i$  - передаточне число редуктора.

Прискорення  $a$  й уповільнення  $b$  валка з урахуванням коефіцієнта динамічності визначається як

$$a = M_{\text{дв}} K - \frac{M_{\text{ст}}}{i}; \quad b = M_{\text{дв}} K + \frac{M_{\text{ст}}}{i} \quad (3.13)$$

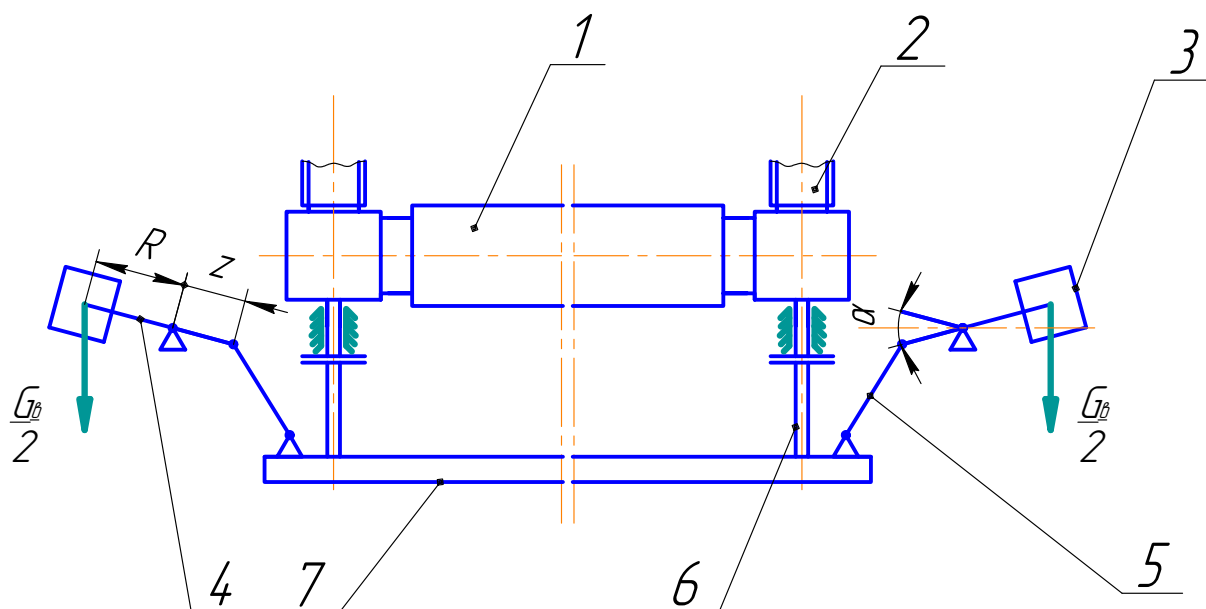
де  $M_{\text{дв}}$  і  $M_{\text{ст}}$  - відповідно пусковий момент двигуна й статичний момент механізму, наведений до осі гвинтів.

Із залежностей (3.13) видно, що механізм маючий великий коефіцієнт динамічності, буде мати і велику швидкодію.

При проектуванні натискного механізму збільшення коефіцієнта динамічності можна досягти оптимізацією передаточного числа редуктора, зниженням махових моментів механізму й двигунів, збільшенням кроку різьби гвинтових передач.

У сполученні зі швидкохідними натискними механізмами використовується вантажне й гідравлічне зрівноважування.

При вантажному зрівноважуванні (мал. 3.19) валок 1 через штанги 6 опирається на платформу 7, з якою через шатуни 5 зв'язані двохплечі важелі 4 з контргрузами 3. На подушки валків зверху опираються натискні гвинти 2. Величину меншого плеча важеля 4 вибирають виходячи з ходу валка по вертикалі й припустимого куту повороту  $\alpha$  ( $\alpha \geq 30^\circ$ ). Маса контрвантажів вибирають з умови, що момент, створюваний ними щодо опор важелів 4, на 20-40 % перевищує момент, створюваний масою зрівноважуваних деталей, що складається з маси валка, подушок, натискних гвинтів з підп'ятниками, натискних гайок, платформи й штанг.

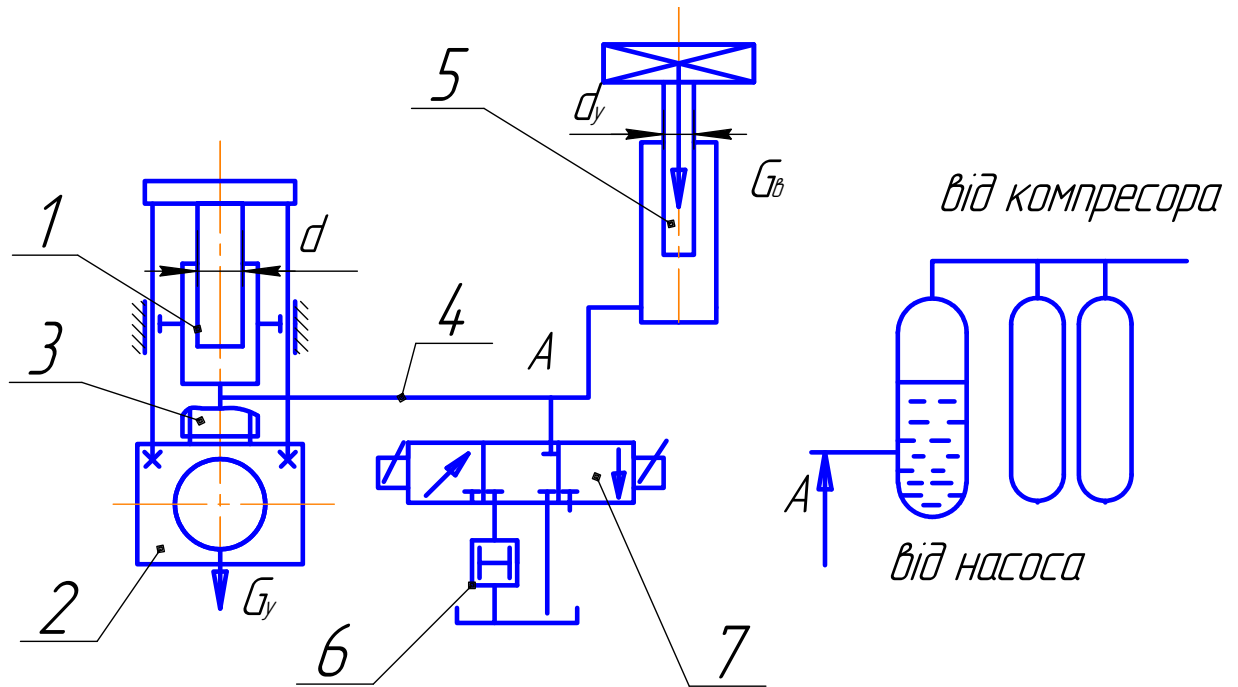


Малюнок 3.19. Схема вантажного урівноваження.

Важільна система вантажного зрівноважування звичайно розташовується під кліттю, що ускладнює конструкцію фундаменту. Достоїнством же вантажного зрівноважування є надійність у роботі та довговічність.

Гідравлічне зрівноважування (малюнок 3,20) складається із плунжерних гідроциліндрів 1, плунжери яких тягами, з'єднані з подушками

валка 2, на які зверху опираються натискні гвинти 3. Гідроциліндри трубопроводами 4 з'єднані з насосно-акумуляторною станцією, що складається з акумулятора 5 (вантажного або гідравлічного), насосної станції 6 і перемикаючого золотника 7. Насосна станція призначена для первісного заповнення системи рідиною й компенсації витоків.



Малюнок 3.20. Схема гідравлічного урівноваження.

З малюнка 3.20 слідує, що при переміщенні валка вниз під дією гвинта 3 рідина з гідроциліндра 1 буде витіснена в акумулятор. При переміщенні валка нагору, навпаки, рідина з акумулятора буде перетікати в гідроциліндр. Для надійності роботи зусилля, створюване зрівноважуючими циліндрами повинне бути на 20-40 % більше ваги зрівноважуючих деталей:

$$G_y(1,2 - 1,4) = 0,785 P Z d_y^2 \quad (3.14),$$

де **P** – тиск рідини в системі;

**Z** – число зрівноважуючих циліндрів;

**d<sub>y</sub>** – діаметр плунжера циліндра.

З умови (3.14) вибираємо параметри зрівноважуючих циліндрів. Тиск рідини в системі підтримується акумуляторами й перебуває у межах 5-10 Мпа, число циліндрів зрівноважуючих, приймається рівним одному, двом або чотирьом залежно від конструкції кліті. Щоб коливання тиску в системі, спостережуване при використанні гідропневматичного акумулятора, не перевищувало 8-10%, об'єм газових балонів повинен бути в 8-10 разів більше об'єму балона для рідини.

Тихохідні електромеханічні натискні механізми застосовуються на тонколистових станах гарячої прокатки й на станах холодної прокатки листа. Необхідність у малій швидкості пояснюються невеликою кількістю разових переміщень валка й високою точністю установки. Основу даних механізмів також становлять гвинтові передачі, для яких характерно велике передаточне число приводу гвинтів (у деяких випадках  $>3000$ ). Досягається це послідовною установкою двох черв'ячних редукторів (малюнок 3.21,а) або циліндричного і черв'ячного (малюнок 3.21,б).

Потужність приводного двигуна даного механізму розраховується з урахуванням короткочасного режиму роботи в період прокатки листа.

$$N_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{max}} \omega_{\text{г}}}{10^4 \eta \lambda} \quad (3.15),$$

де  $M_{\text{max}} = M_{\text{см}} + M_{\text{лин}}$  - максимальний момент на осі гвинтів, Нм;

$$M_{\text{см}} = P_{\text{max}} \left[ 0,5 \alpha_{\text{ср}} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \frac{\mu_n}{3} d_n \right]; \quad M_{\text{лин}} = I \varepsilon$$

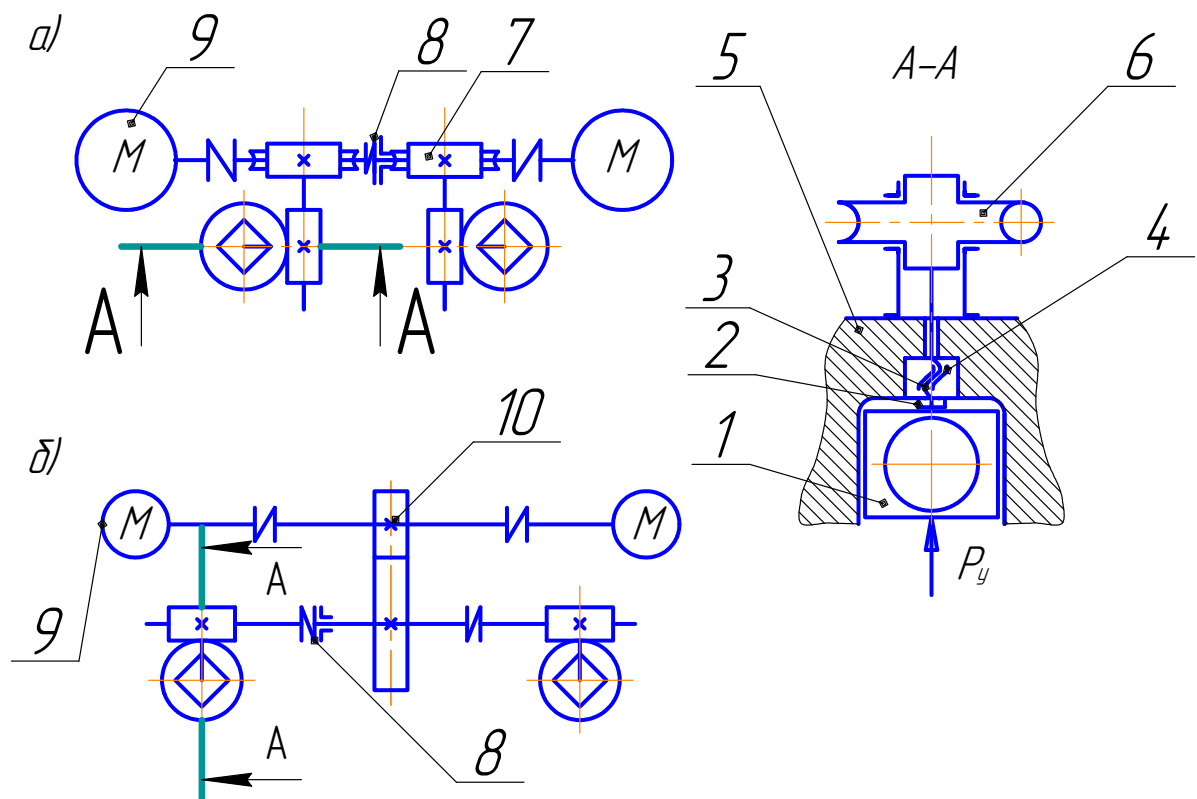
$\omega$  - частота обертання гвинтів, 1/с;

$\lambda$  - коефіцієнт перевантаження двигуна;

$P_{\text{max}}$  - максимальне зусилля, що діє на валки при прокатці;

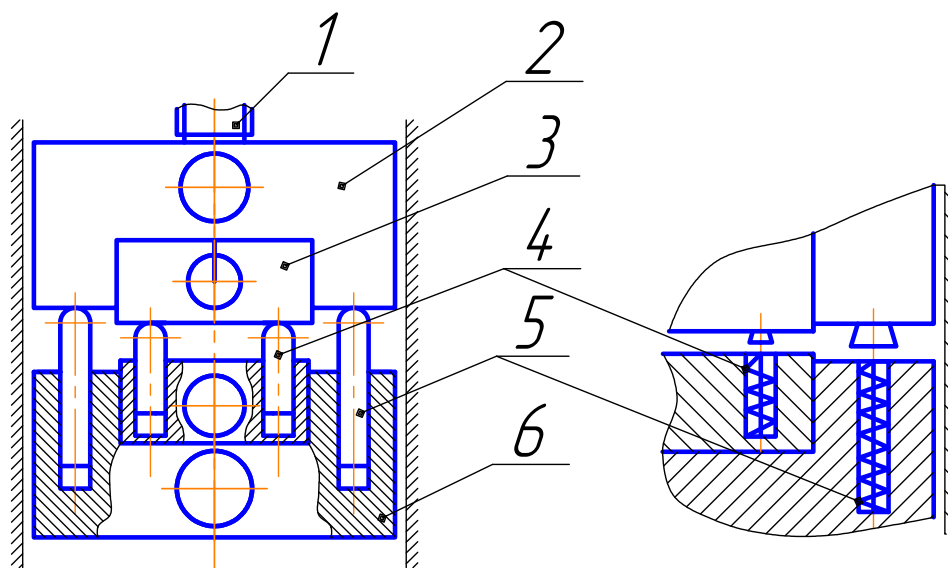
$I$  - момент інерції обертових мас, наведений до осі гвинтів;

$\varepsilon$  - кутове прискорення гвинтів при розгоні.



Малюнок 3.21. Схема тихохідних натискних механізмів:  
 1-подушка валка; 2-підп'ятник; 3-натискний гвинт;  
 4-натискна гайка; 5-станина; 6-тихохідний черв'ячний редуктор;  
 7-швидкохідний черв'ячний редуктор; 8-зчіпна муфта;  
 9-двигун; 10-циліндричний редуктор.

У сполученні з тихохідними натискними механізмами використовується пружинне й частіше гідравлічне зрівноважування. У чотирьохвалкових клітей робочі валки врівноважуються циліндрами (пружинами), убудованими в подушки (малюнок 3.22). Для зрівноважування опорних валків застосовують як убудовані в подушки валків циліндри (пружини), так і циліндри, розташовані зверху робочої кліті (див. малюнок 3.20).



*Малюнок 3.22. Схема урівноважуючих пристроїв кліті "кварто":  
 1-натискний гвинт; 2-подушка опорного валка;  
 3-подушка робочого валка; 4-циліндр (пружина)  
 урівноваження робочого валка; 5-циліндр (пружина)  
 урівноваження опорного валка; 6-станина.*

Гідравлічні настановні пристрої верхнього валка в останні роки починають застосовувати як на реверсивних (обтискних), так і на листових станах. Достоїнства цих пристроїв (легкість одержання зворотно-поступальних переміщень, запобігання від перевантажень, автоматизація, висока швидкодія й ін.) у перевагах гідроприводів перед електромеханічними.

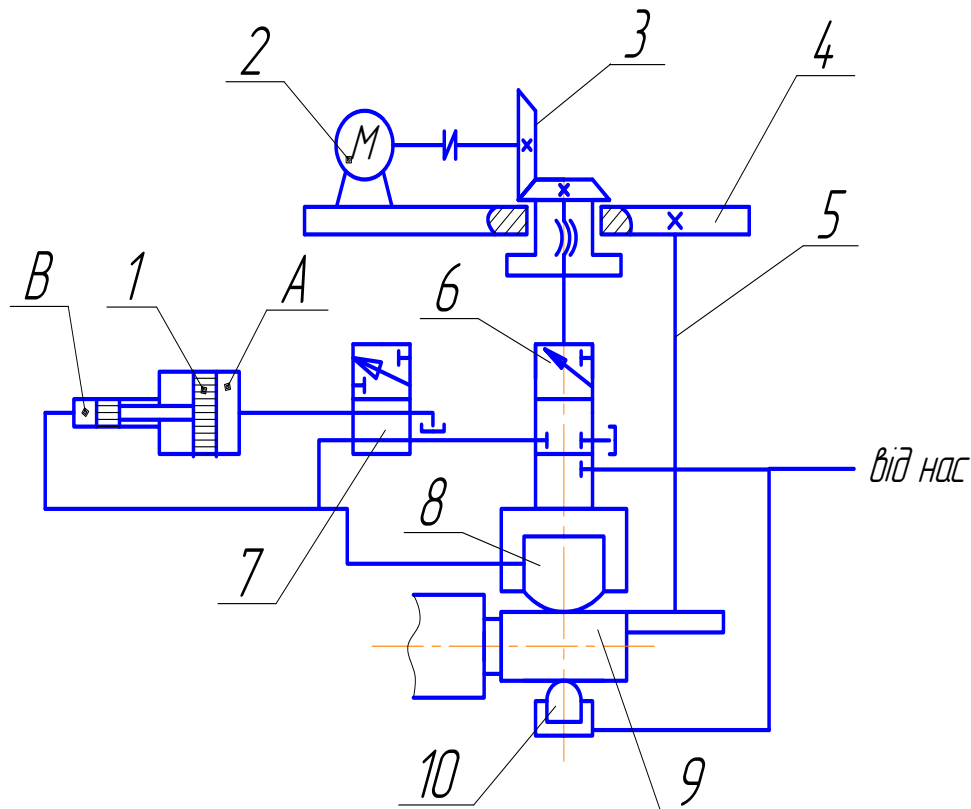
Особливо ефективно використання гідравлічних настановних пристроїв у сполученні із системами автоматичного регулювання товщини смуги (САРТ). На обтискних станах цей пристрій дозволяє легко переміщати валок після захоплення металу валками, завдяки чому з'являється можливість скорочення числа пропусків.

В основу гідравлічних настановних пристроїв покладений гідравлічний спостережний привід з негативним зворотним зв'язком по переміщенню.

Для приклада розглянемо настановний пристрій блюмінга 850 (малюнок 3.23). Пристрій складається з натискних 8 і поворотних циліндрів



10, плунжери яких пов'язані з подушкою валка 9. Поворотні циліндри постійно підключені до насосно-акумуляторної станції (НАС), подача рідини в натискні циліндри управляється системою керування, що складається із спостережних золотників 6, перемикаючих золотників 7, мультиплікаторів 1, двигуна керування 2 і конічно-винтових редукторів 3. Негативний зворотний зв'язок забезпечується установкою двигуна керування й редукторів на рухомій траверсі 4, що тягами 5 з'єднана з подушками.



Малюнок 3.23. Схема гідравлічного встановлюючого пристрою блямінга 850.

Пристрій працює у двох режимах: режимі настановних переміщень валка та режимі утримання валка в заданому положенні при прокатці.

При роботі в першому режимі порожнини натискних циліндрів з'єднуються спостережними золотниками, або з НАС, або зі зливною магістраллю. У першому випадку валок рухається вниз, оскільки площа плунжерів натискних циліндрів більше площі плунжерів поворотних циліндрів; у другому випадку валок рухається нагору. Насосно-акумуляторна

станція розрахована на тиск.  $P_a = 5-10$  МПа. У той же час при прокатці металу в натискних циліндрах може виникнути тиск до 40 Мпа й більше. Для створення такого тиску перемикаючий золотник при вході металу у валки автоматично включає в роботу мультиплікатор, що забезпечує збільшення тиску в системі.

$$P_p = P_a K_M = P_a D_a^2 / D_v^2,$$

де  $K_M$  – коефіцієнт мультиплікації;

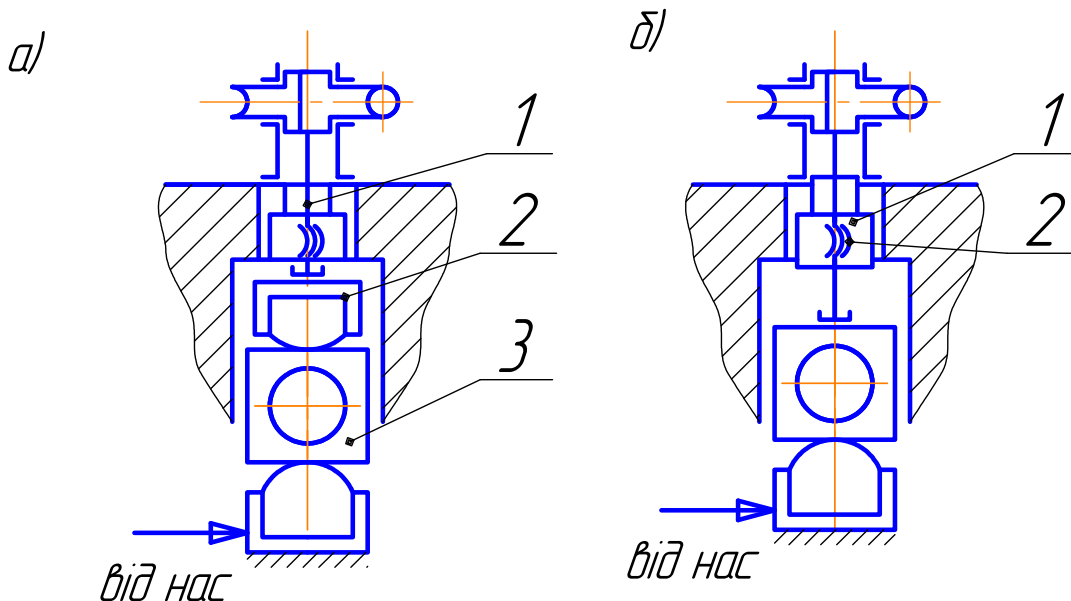
$D_v$  – діаметр поршня порожнини В мультиплікатора (малюнок 3.23);

$D_a$  – діаметр поршня порожнини А мультиплікатора.

Гідромеханічні настановні пристрої верхнього валка застосовуються на листових станах і сполучають у собі достоїнства електромеханічних і гідравлічних приводів. Режим роботи цих пристроїв наступний: настановні переміщення валка здійснюються електромеханічним пристроєм, у період прокатки валок переміщається гідравлічним пристроєм. Конструктивно гідромеханічні пристрої виконуються по двох схемах. У першому випадку (мал. 3.24, а) гідравлічний циліндр 2 установлюється між п'ятою натискного гвинта І і подушкою валка 3. У другому випадку (мал. 3.24, б) натискна гайка 2 одночасно виконує функції плунжера натискного циліндра 1. Управління подачі рідини в натискні циліндри здійснюється за допомогою спостережних систем керування з негативним зворотним зв'язком (подібним до системи на мал. 3.23).

Пристрої для установки нижніх валків застосовують майже на всіх станах з метою збереження постійного рівня прокатки, що порушується у зв'язку з переточуванням валків.

У великих станів (обтискні, листові й крупносортні) положення нижнього валка регулюють лише при зміні валків за допомогою змінних



Малюнок 3.24. Схема гідродинамічних встановлюючих пристроїв верхнього валка

прокладок, установлюваних між нижньою поперечкою станини й подушкою. У середньосортних і мілкосортних станів для регулювання положення нижнього валка застосовуються настановні механізми з ручним приводом, з електроприводом і гідроприводом. Виконавчими ланками цих механізмів можуть бути гвинтові передачі, або клинові пристрої.

Фіксація валків в осьовому напрямку застосовується на листових станах і здійснюється за допомогою засувки або урізних планок. Осьове регулювання передбачається для струмкових валків (обтискні, заготовочні й сортові стани). Використовуються для цієї мети подвійна важільна система й одинарна важільна система та планки з натискними гвинтами.

[1, с. 128-144; 5, с. 92-120; 6, с. 183-200; 7, с. 129-137]

### Питання для самоперевірки

1. Характеристика функцій, виконуваних пристроями для установки валків. Типи настановних пристроїв.

2. Основні елементи настановного пристрою верхнього валка.

Характеристика їх функцій.

3. Класифікація натискних механізмів і області їхнього використання.

4. Типи й області використання зрівноважувальних систем.

5. Намалюйте схему натискного механізму з ручним приводом і поясніть його роботу.

6. Методика розрахунку гвинтової передачі на міцність.

7. Напишіть і поясніть формулу для розрахунку моменту, необхідного для обертання гвинта.

8. Класифікація й опис роботи швидкохідних натискних механізмів з електроприводом. Намалюйте необхідні схеми.

9. Методи підвищення динамічних якостей натискних механізмів з електроприводом.

10. Конструкція вантажного зрівноважування.

11. Конструкція гідравлічного зрівноважування. Основні розрахункові формули.

12. Класифікація й опис пристрою тихохідних електромеханічних натискних механізмів. Викресліть необхідні схеми.

13. Методика розрахунку потужності приводів електромеханічних натискних механізмів.

14. Конструкції зрівноважувальних пристроїв працюючих у сполученні з тихохідними натискними механізмами.

15. Намалюйте схему гідравлічного настановного пристрою верхнього валка блюмінга 850 і опишіть його роботу.

16. Область застосування й конструкції гідромеханічних пристроїв установки верхнього валка.

17. Класифікація та розповсюджені конструкції настановних пристроїв нижнього валка.

18. Конструкції для фіксації й осьової установки валків.

### 3.6. Проводки прокатних станів

Проводки - це пристрої для направлення смуги при вході й виході з валків. Розрізняють проводки вступні, вивідні й спеціальні. До системи проводок відносять також петлеутримувачі, які встановлюються між клітьми тонколистових безперервних станів.

Вступні проводки направляють смугу при вході у валки, вивідні - при виході з валків. Ці проводки складаються з напрямних елементів, які пов'язані із проводковими брусами, закріпленими в стійках станин. Вступні проводки не повинні торкатися валків.

Залежно від розмірів перетину смуги вступні проводки виготовляють у вигляді плити, жолоба й закритої коробки. Перші застосовуються на товстолистових станах, другі - на крупносортових і середньосортних, треті - на мілкосортних. Замість закритих коробок останнім часом почали застосовувати роликові проводки, у яких напрямний елемент замінений двома парами роликів. Напрямними елементами вивідних проводок є лінійки, які опирається на верхній або нижній валок і проводковий брус. При опорі на верхній валок лінійка втримується пневмоциліндром або контрвантажем.

До спеціальних проводок виконуючих, крім напрямку смуги, додаткові функції, відносяться обвідні проводки, кантуючі проводки й проводкові столи.

#### Питання для самоперевірки

1. Призначення й типи проводок. Загальний пристрій вступних і вивідних проводок.
2. Типи вступних проводок. Як установлюються вступні проводки?
3. Як установлюються вивідні проводки? Їхні елементи.
4. Пристрій роликової проводки. У чому її перевага?

5. Визначення спеціальних проводок. Їхні типи.
6. Де застосовуються і як улаштовані обвідні проводки?
7. Де застосовуються і як улаштовані кантуючі ролики?
8. Де застосовуються і як улаштовані проводкові столи?
9. Пристрій і призначення петлеутримувача.
10. Методика розрахунку проводкового бруса на міцність.

### 3.7. Механізми та пристрої для заміни валків

При роботі стану валки зношуються, що вимагає їхньої періодичної заміни. Особливо часто (через 4-6 г роботи) варто міняти валки на станах холодної прокатки. Заміна валків пов'язана із зупинкою стану, що веде до втрати виробництва.

Залежно від розміру й конструкції станин робочої кліті застосовують наступні способи заміни валків:

- штучна заміна валків з використанням спеціальних пристосувань;
- комплектна заміна валків з використанням спеціальних механізмів, постійно встановлених біля робочої кліті;
- заміна валків заміною робочої кліті;
- комплектна заміна валків з використанням тільки мостового крана.

Перший спосіб застосовують для середньосортних і крупносортних станів, а також для заміни робочих валків клітей "кварто", термін служби яких в 2 рази менше, ніж опорних валків. При цьому способі використовуються С-образну скобу або муфту.

Другий спосіб застосовується на великих станах (обтискних, листових, заготівельних, крупносортних). Використовують ланцюгові й рейкові механізми з рухомою або нерухомою рейкою.

Третій спосіб застосовується на мілкосортних, станах. У цьому випадку є

запасний комплект клітей, які заздалегідь настраюються на спеціальних стендах. Для прискорення заміни валків (клітей) станини кріплять до плитовин пружинно-гідравлічними затисками.

Четвертий спосіб застосовується на лінійних станах, маючих кліті зі станинами відкритого типу.

[1 с. 149-151, 5, с. 131-136 ]

#### Питання для самоперевірки

1. Способи заміни валків.
2. Які пристосування використовуються для заміни валків?

Послідовність заміни валків з використанням цих пристосувань.

3. Конструкції ланцюгового й рейкового механізмів для заміни валків.

Послідовність операцій заміни валків.

4. Яким способом міняють валки на мілкосортних станах?
5. Як улаштований і для чого призначений пружинно-гідравлічний затиск?

### 3.8. Підвищення точності прокатки

При прокатці спостерігається коливання товщини смуги по довжині (поздовжня різнотовщинність) і по ширині листа (поперечна різнотовщинність). Поздовжня різнотовщинність викликана коливанням зусилля прокатки:

$$\Delta h = \frac{\Delta P}{C} \quad (3.16)$$

де  $\Delta P$  – коливання зусилля прокатки;

$C$  – твердість кліті.

Зменшення поздовжньої різнотовщинності можна домогтися вдосконаленням технологічного процесу, спрямованого на зменшення коливання зусилля прокатки, і вдосконаленням конструкції кліті в напрямку

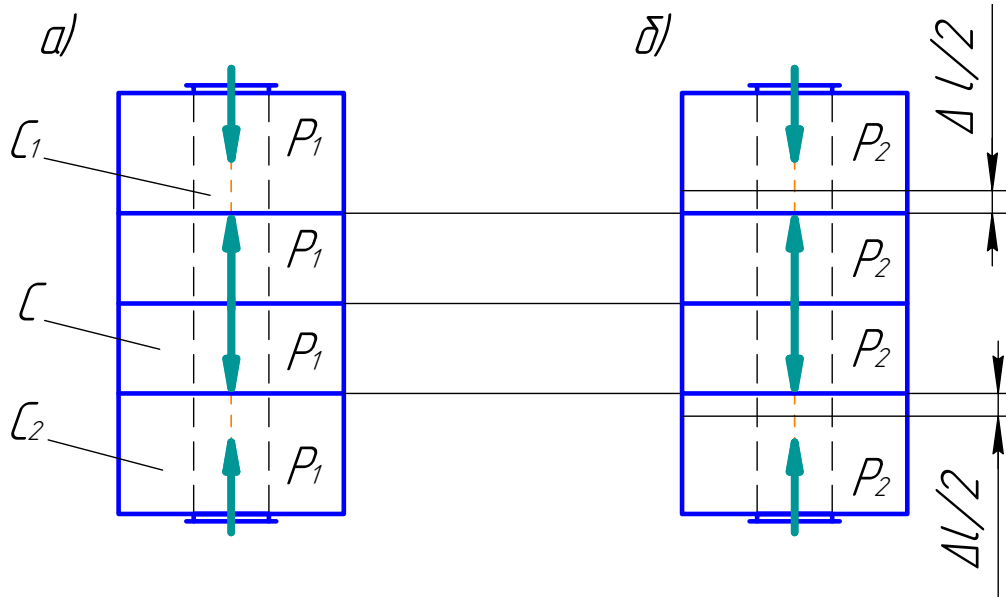
збільшення твердості кліті, регулювання положення валків при прокатці й регулюванням навантаження на кліть із боку натискного механізму. При використанні всіх цих методів одержувана різновтовщинність буде представлена залежністю

$$\Delta h = \Delta S_0 + \frac{\Delta P}{C} \quad (3.17)$$

де  $S_0$  – зміна положення валка системою регулювання.

Збільшення твердості кліті можна досягти збільшенням її розмірів. Однак цей шлях нерациональний, бо збільшується маса устаткування. Рациональний спосіб збільшення твердості клітей - застосування їх попереднього напруження.

Суть попереднього напруження пояснюється спрощеною схемою (малюнок 3.25). На цій схемі елементи попередньо напруженої кліті (ПНК) розділені на три групи: стяжний елемент, що має твердість  $C_1$ ; деформуючі елементи кліті, що мають твердість  $C_2$ ; прокладки, що мають твердість  $C$ .



Малюнок 3.25. Схема деформації елементів попередньо напруженої кліті.

При прокатці стяжний елемент за допомогою гідроциліндра навантажується силою попереднього напруження  $P_1$ , що забезпечує стиск прокладок і деформуючих елементів цією же силою (малюнок 3.25,а). Сила прокатки, що діє на стяжний елемент через деформуючі елементи, буде



додатково розтягувати стяжний елемент і стискати деформуючі елементи. Сума додаткових деформацій і складе загальну деформацію кліті.

Одночасно з деформацією стяжного елемента й деформуючих елементів попередня деформація прокладок зменшиться на таку ж величину  $\Delta l$ . У підсумку система буде навантажена силою:

$$P_2 = P_1 + P - C\Delta l \quad (3.18)$$

додаткову деформацію буде забезпечувати сила

$$P = P_2 - P_1 = P - C\Delta l$$

Тоді

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 = \frac{P - \Delta l c}{C_1} + \frac{P - \Delta l c}{C_2} \quad (3.19)$$

Рішення рівняння (3.19) відносно  $\Delta l$  дає результат

$$\Delta l = \frac{P}{C_{np}} \quad (3.20)$$

$$\text{де } C_{np} = C + \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2} \quad - \text{преведенна твердість ПНК} \quad (3.21)$$

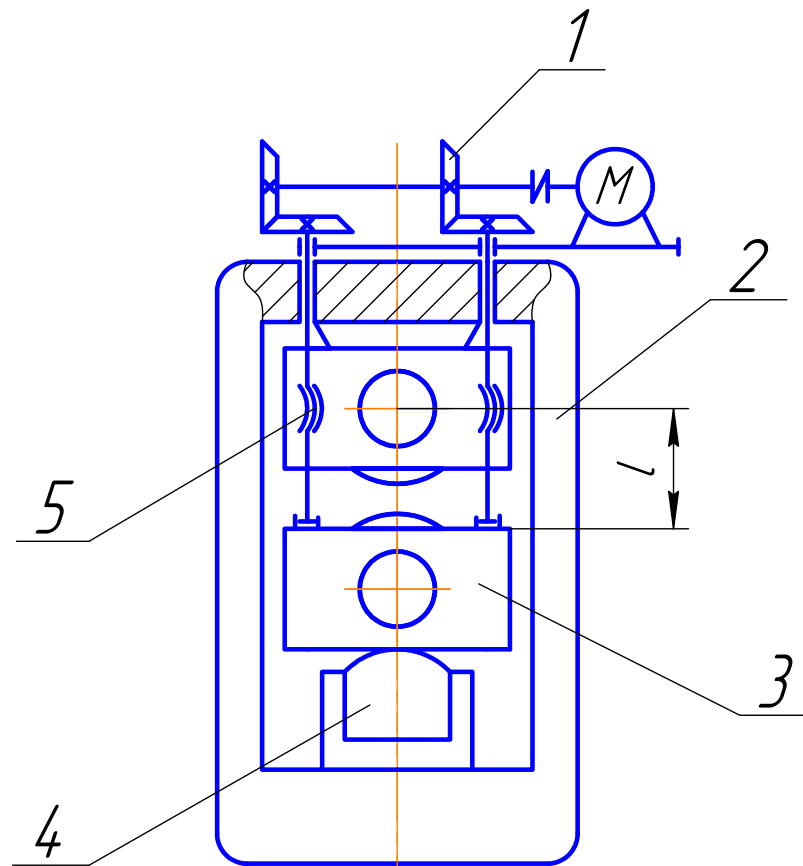
При роботі без попереднього напруження наведена твердість кліті визначається твердістю стяжного елемента й твердістю деформуючих елементів:

$$C_{np} = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2} \quad (3.22)$$

З порівняння (3.21) і (3.22) слідує, що при попередньому напруженні твердість кліті збільшується на величину твердості прокладок.

Найбільше поширення одержали станинні ПНК. Застосовуються також напівстанинні й безстанинні. У ПНК станинного типу (малюнок 3.26) стяжним елементом є станина закритого типу 2. Відстань між валками регулюється переміщенням нижнього валка 3 натискним механізмом 1,

гвинтові передачі якого вмонтовані в подушки верхнього валка 5. Зрівноважування валків і попереднє напруження забезпечується циліндром 4.



Малюнок 3.26. Схема ПНК станичного типу.

Роль прокладок у даній конструкції виконують ділянки гвинтів довжиною  $l$ , деформуючими елементами є валкові системи.

Для забезпечення регулювання положення валків у процесі прокатки й регулювання навантаження на кліть у конструкцію кліть вводять гідравлічні й гідромеханічні настановні пристрої валків, робота яких передбачається в сполученні із САРТ.

Поперечна різнотовщинність листа викликається вигином валків. Для її зменшення застосовують верстатне, теплове й гідравлічне профілювання валків.

Верстатне профілювання полягає в тому, що утворюючій бочці валка надається певна відповідно до розрахунку опуклості або ввігнутість.

Основа теплового профілювання - створення перепаду температур по довжині бочки валка. Теплове профілювання забезпечується

диференційованою по довжині бочки подачею охолоджувальної рідини або нагріванням її газовими пальниками.

Гідравлічне профілювання використовується в сполученні з верстатним і тепловим профілюванням і полягає в тому, що до шийок валків прикладають додаткові зусилля за допомогою гідравлічних домкратів, що забезпечують додатковий вигин або противигин валків.

Застосовують три схеми гідравлічного профілювання: противигин робочих валків (система Р-Р), додатковий вигин робочих валків (система Р-0) і противигин опорних валків (система 0-0).

У першому випадку домкрати встановлюють між подушками робочих валків. Величина противигина  $f_{\text{п}}$  валків, забезпечувана ними, повинна дорівнювати вигину  $f_{\text{р}}$  валків від дії зусилля прокатки

$$f_{\text{п}} = f_{\text{р}} \quad (3.23)$$

Із цієї умови вибирають зусилля, розвите домкратами. Оскільки при роботі відбувається коливання зусилля прокатки, у домкрати подається змінний тиск рідини, регульований по сигналах датчика товщини.

У другому випадку домкрати встановлюють між подушками робочих й опорних валків.

Зусилля, розвите ними, обирають із умови

$$f_{\text{в}} = f_{\text{р}} + f_{\text{д}}$$

де  $f_{\text{в}}$  – опуклість профілю валка;

$f_{\text{д}}$  – додатковий вигин валків домкратами.

У третьому випадку домкрати розташовують між спеціальними підшипниковими опорами, установленими на опорних валках поруч із подушками. Зусилля, розвите ними, повинне забезпечувати порівняння (3.23) для опорних валків.[1, с. 461-469]

## Питання для самоперевірки

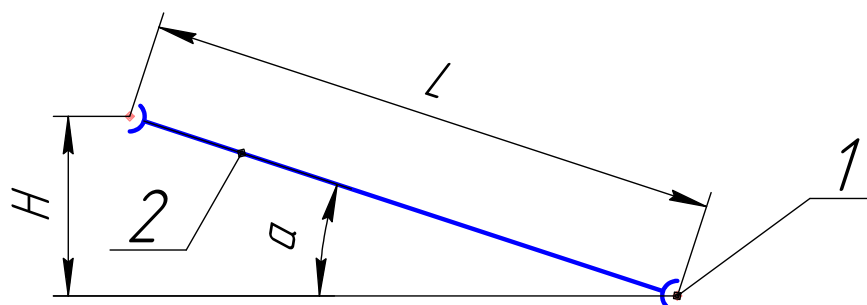
1. Чим викликається поздовжня різнотовщинність прокату? Як вона залежить від твердості кліті?
2. Які способи зменшення поздовжньої різнотовщинності вам відомі?
3. Способи збільшення твердості робочих клітей.
4. Що дає попереднє напруження робочих клітей? Доведіть це.
5. Типи ПНК. Пристрій ПНК станинного типу.
6. Чим викликається поперечна різнотовщинність листа? Способи профілювання робочих валків й їхня сутність.
7. Системи гідравлічного профілювання валків. Їхня сутність.

## 4. ПЕРЕДАТОЧНІ ПРИСТРОЇ РОБОЧОЇ ЛІНІЇ ПРОКАТНОГО СТАНУ

### 4.1. Шпindelьні пристрої та муфти

Шпindelьні пристрої забезпечують передачу обертаючого моменту безпосередньо робочим валками при великій неспіввісності. У загальному випадку вони складаються із двох шарнірів 1 (малюнок 4.1) і сполучного вала 2. Довжина шпindelя визначається ходом валка по вертикалі  $H$  и припустимим кутом перекосу  $\alpha$ .

припустимим кутом перекосу  $\alpha$ . 
$$L = \frac{H}{\cos \alpha}$$



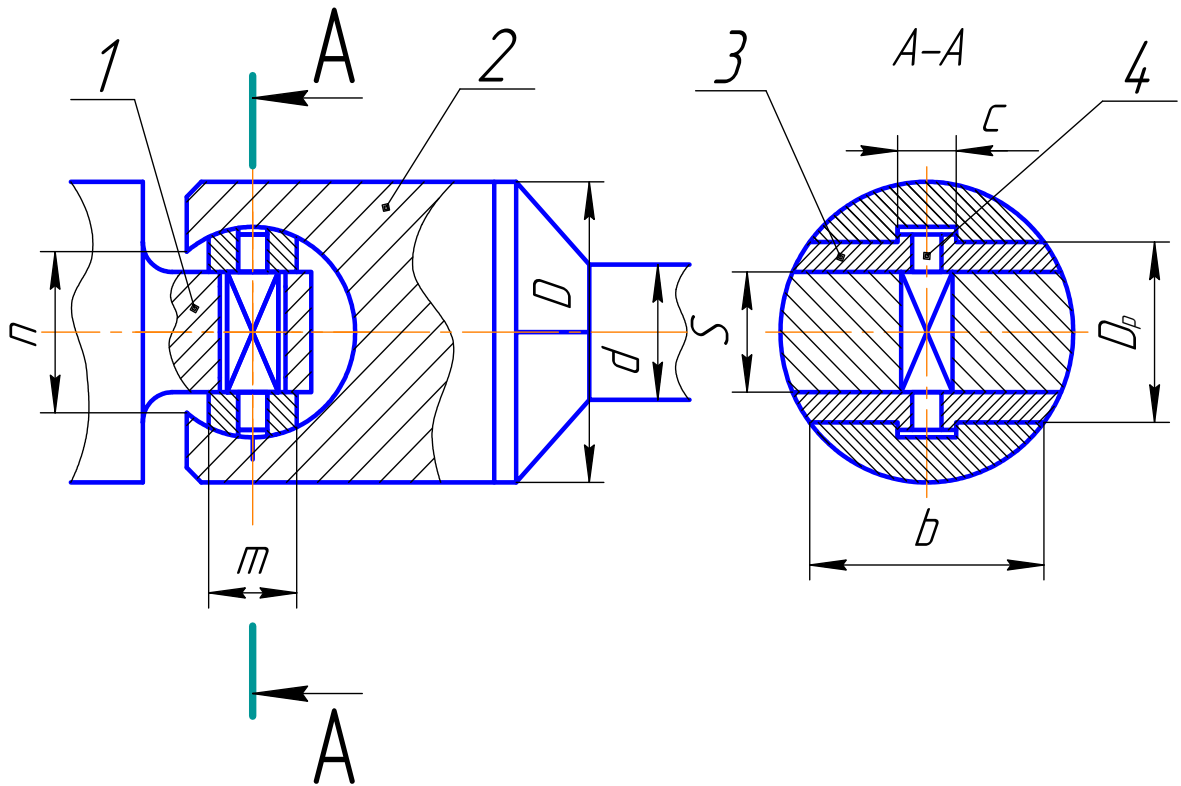
Малюнок 4.1. Схема шпindelя.

Шпindelі класифікують залежно від конструкції шарнірів: універсальний шпindel з шарнірами на вкладишах, універсальний шпindel з шарнірами на підшипниках кочення, зубчастий шпindel і кульковий

Універсальний шпindel із шарнірами на вкладишах може передавати великі моменти (до 3 МНм), при куті нахилу до 10-12°. Шарнір цього шпindelя утворюється лопаттю валка 1 (малюнок 4.2), вилкою 2, що має циліндричне розточення  $D_p$ , бронзовими вкладишами 3 і сухарем 4.

В основу даного шарніра покладений принцип шарніра Гука, характерним для якого є наявність двох взаємно перпендикулярних осей, щодо яких повертаються з'єднані валки. У даному шарнірі такими осями будуть вісь циліндричного розточення вилки 2 і вісь сухаря 4. При обертанні

комплект вкладишів із сухарем утримується від випадання з розточення вилки виступами на вкладишах шириною  $C$ . У зв'язку з цим зборка та розбирання шарніра буде забезпечена за умови  $m < n$ , (малюнок 4.2).



Малюнок 4.2. Схема шарніра універсального шпінделя на вкладишах.

Розрахунок елементів шарніра проводиться як перевірочний після попереднього вибору розмірів. Діаметр шарніра приймають залежно від діаметра валка  $D_v$  :  $D = (0,85 - 0,95) D_p$ . Інші розміри (малюнок 4.2) приймають залежно від  $D$  :  $D_p = (0,48 - 0,5) D$  ;  $C = 6/4$  ;  $S = (0,26 - 0,28) D$ .

Розрахунок виконують від дії сили  $R$ , що є рівнодіючою питомих тисків у сполученні вкладиша з розточенням, розподіл яких вважають симетричним щодо площини А-А і що має форму трапеції в напрямку осі розточення (малюнок 4.3)

$$R = \frac{M_p}{a} \quad (4.1)$$

де  $M_p$  – момент, переданий шпинделем.

При  $C = b/4$  плече пари сил  $a=0,7$ .

При дії сили  $R$  у довільному перетині вилки I – I виникають напруження крутіння й напруження вигину:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \quad \sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \quad (4.2)$$

де  $M_{кр}$  – крутний момент, що доводиться на одну щоку вилки;

$M_u$  – згинальний момент, що діє в перетині I – I.

$W_{кр}$  – момент опору крутінню перетину I – I;

$W_u$  – момент опору вигину перетину I – I.

При цьому

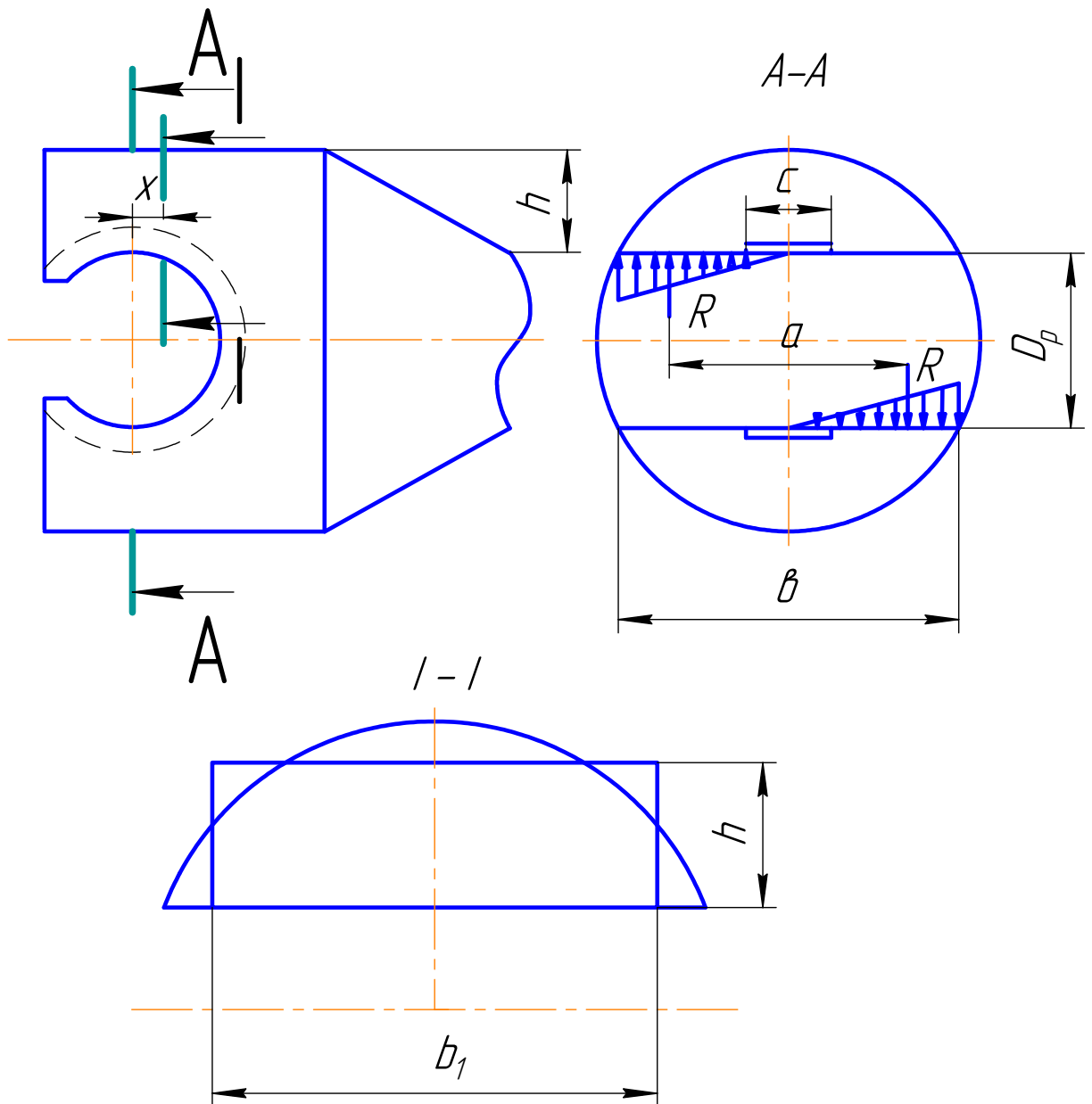
$$M_{кр} = \frac{R \cdot a}{2} = \frac{M_p}{2}; \quad M_u = Rx$$

Перетин I – I має форму сегмента і для спрощення визначення моменту опору його заміняють рівновеликим прямокутником висотою  $h$  і шириною  $b_1$  (малюнок 4.3).

Тоді

$$W_{кр} = \eta b_1 h^2; \quad W_u = \frac{b_1 h^2}{6}$$

де  $\eta$  - поправочний коефіцієнт, що залежить від співвідношення  $b_1/h$  (при  $b_1/h=2-6$ ,  $\eta = 0,25-0,28$ ).



Малюнок 4.3. Схема до розрахунку вилки шарніра універсального шпінделя.

Умовою міцності перетину I - I , буде

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]$$

Для виявлення найнебезпечнішого перетину розрахунок ведуть для декількох перетинів, роблячи їх з певним кроком  $\Delta x$ . Допустиме напруження  $[\sigma]$  приймають із п'ятикратним запасом до межі міцності сталей (40X, 40XН, 40XНМ, 35XНВ) , з яких виготовляють вилку.



При розрахунку лопаті валка роблять ті ж допущення, що й при розрахунку вилки і сила  $R_0$  (малюнок 4.4) визначається залежністю

$$R_0 = \frac{M_p}{a_0} \approx \frac{M_p}{0.7e_0}$$

Від дії сили  $R_0$  перевіряють міцність перетинів 1 – 1 й 2 – 2 .умовами міцності будуть:

для перетину 1 - 1

$$\sigma_{1-1} = \sqrt{\left(\frac{M_{1-1}}{W_{1-1}}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{k1-1}}{W_{k1-1}}\right)^2} \leq [\sigma]$$

для перетину 2 - 2

$$\tau_{2-2} = \frac{M}{W_{k2-2}} \leq [\tau]$$

де  $W_{1-1}$  – момент опору перетину 1 – 1 вигину;

$W_{k1-1}$  – момент опору перетину 1 – 1 крутінню;

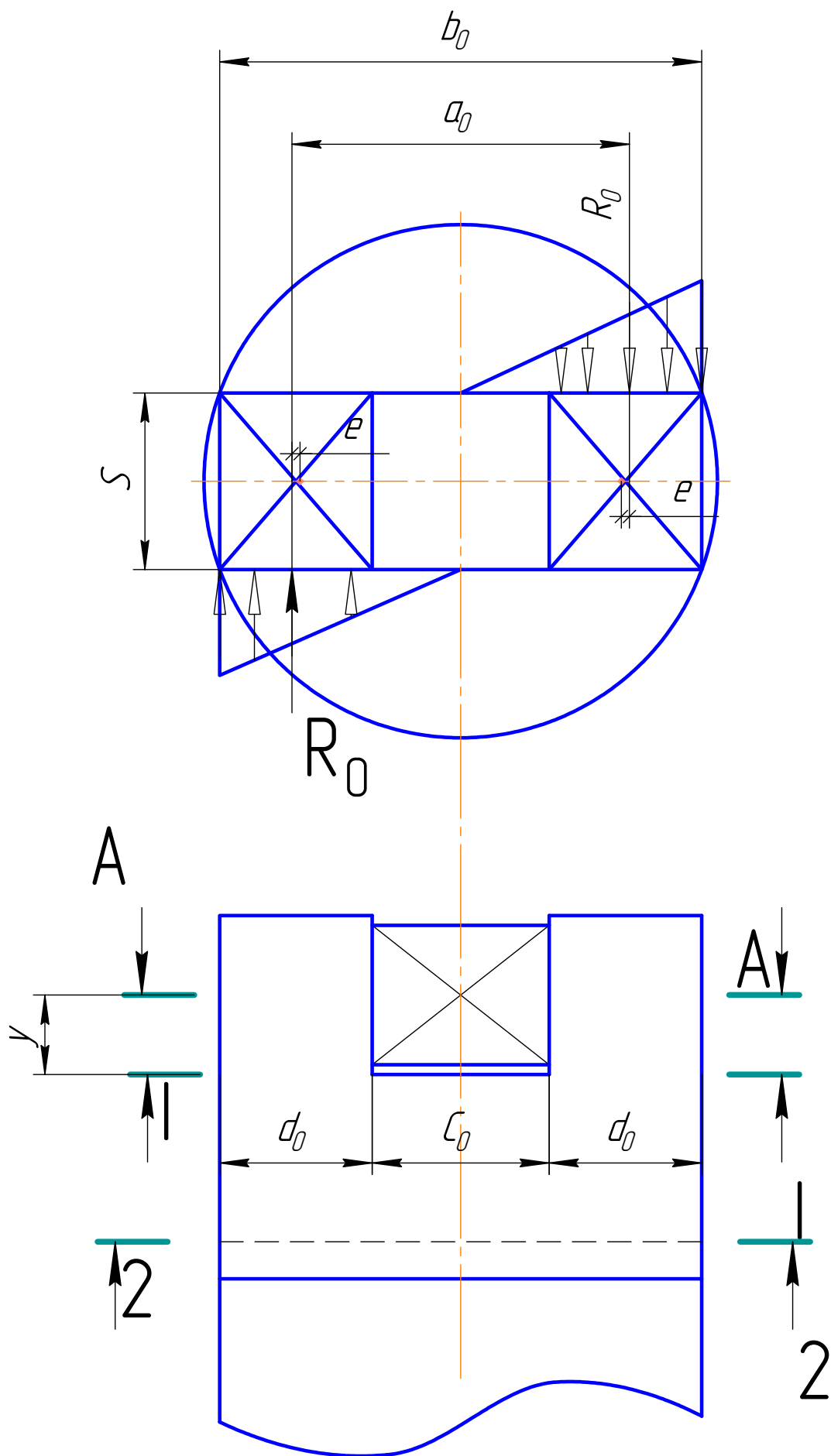
$W_{k2-2}$  – момент опору перетину 2 – 2 крутінню;

$M_{1-1}$  – згинальний момент, діючий у перетині 1 – 1;

$M_{k1-1}$  - крутний момент, діючий у перетині 1 – 1.

Зазначені величини визначаються як  $M_{1-1} = R_0 y$  ;  $M_{k1-1} = R_0 e$ ;

$$W_{1-1} = \frac{d_0 S^2}{6}; W_{k1-1} = \eta d_0 S^2; W_{k2-2} = \eta e_0 S^2;$$



Малюнок 4.4. Схема до розрахунку лопаті валка на міцність.

З малюнку 4.4 слідує

$$d_0 = \frac{e_0 - C_0}{2}; \quad e = \frac{a_0 + d_0 - e_0}{2};$$

Коефіцієнт  $\eta$  вибирають залежно від співвідношення  $e_0/S$  й  $d_0/S$ , як викладено раніше.

Крім зазначених розрахунків, вал шпинделя перевіряють на міцність при крутінні

$$\tau = \frac{M_p}{0.2d^3} \leq [\tau]$$

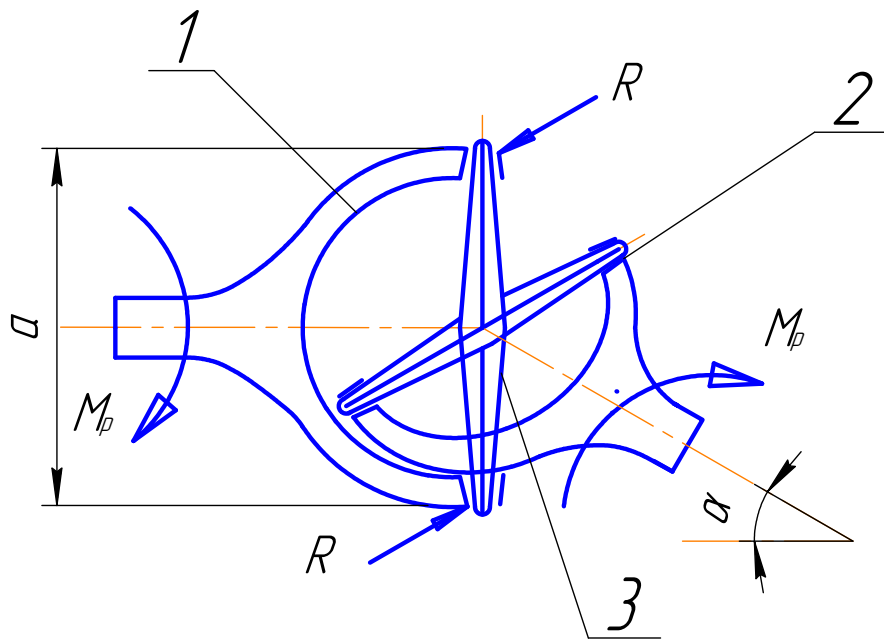
де  $d$  – діаметр вала шпинделя;

$[\tau] = 0,6 [\sigma]$  – допустиме напруження, що, при крутінні.

Поряд з достоїнствами, шарніри із бронзовими вкладишами мають істотні недоліки, що полягають у швидкому зношуванні вкладишів внаслідок трудношів із подачею змащення до третьових поверхонь. У зв'язку із цим останнім часом широке поширення одержали універсальні шпинделі із шарнірами на підшипниках кочення (по типу карданних валів). Ці шпинделі теж працюють при великих кутах перекосу (до  $10^\circ$ ) і передають моменти до 2 МНм. Шарнір даного шпинделя складається із двох вилок 1 (малюнок 4.5), хрестовини 3 і підшипникових вузлів 2 з роликотпідшипниками. Зусилля діюче на підшипники,  $R = M_p/a$  (малюнок 4.5). При оцінці працездатності підшипників, розрахункову частоту обертання можна приблизно визначити як

$$n_p = 2n_{ш} \frac{\alpha}{\pi}$$

де  $n_{ш}$  – частота обертання шпинделя.



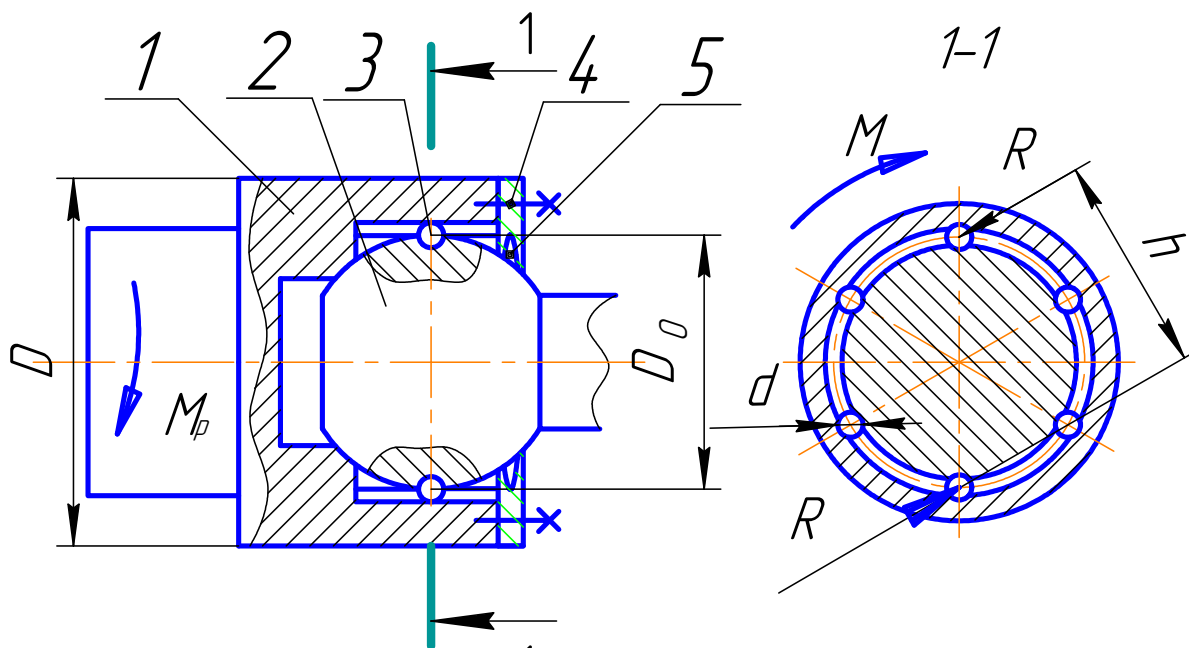
Малюнок 4.5. Схема шарніра шпінделя на підшипниках кочення.

Для приводу валків мілкосортних станів працюючих при великих частотах обертання (до 2000 об/хв), почали застосовувати кулькові (роликові) шпинделі, які в даних умовах показали кращу працездатність у порівнянні з раніше застосовуваними універсальними шпинделями.

Кульковий (роликовий) шпиндель має шарніри, що складаються із зовнішньої обойми 1 (малюнок 4.6) із внутрішніми напівциліндричними пазами для кульок (роликів) внутрішньої втулки 2 з лунками для кульок або напівциліндричними пазами для роликів, кульок (роликів) 3. Внутрішній простір закривається кришкою 4 з ущільненням 5.

При розрахунку шарніра вважають, що момент передається двома протилежно лежачими кулями (роликами). Тоді сила (малюнок 4.6)  $R = M_p/h$ . Плече пари сил  $h$ , визначають як:  $h = 0,866D_0$  – для кулькового шпинделя;

$$h = \sqrt{D_0^2 + dD_0} \quad - \text{ для роликового шпинделя.}$$



Малюнок 4.6. Шарнір кулькового шпінделя.

Діаметр кульки (ролика)

$$d = \sqrt{\frac{nR}{Q}}$$

де  $n = 4-10$  - коефіцієнт запасу міцності;

$Q = 5 \text{ кН/мм}^2$  - руйнівне напруження для матеріалу ролика при стиску.

Міцність сполучень кульок (роликів) з обоймою й втулкою перевіряється по контактних напругах [8]. Припустимий кут перекосу для кулькових шпинделів  $7^\circ$ , для роликових –  $3^\circ$ .

При невеликих перекосах (до  $1,5^\circ$ ) і обертаючих моментах до 1 МНм, а також великих швидкостях прокатки (до 30 м/с), привід валків здійснюють із використанням зубчастих шпинделів, що представляють собою зубчасті муфти із проміжним валом. Підвищений кут перекосу в цьому випадку забезпечується тим, що зубці муфти обробляються по сфері й мають перетин бочкообразної форми. На міцність дані шпинделі розраховуються як зубчасті муфти.

Шпинделі, що передають велику крутні моменти, мають більшу масу (до 40 т). Для розвантаження шарнірів і підшипників робочих валків від сили

ваги шпинделів застосовуються зрівноважування шпинделів - вантажне, пружинному й гідравлічне - по типу зрівноважування робочих валків.

У приводі валків найбільш поширені зубчасті муфти, завдяки тому, що вони забезпечують передачу великих обертаючих моментів до 3 МНм при наявності перекосу до  $0,5^\circ$  і радіального зсуву валів (до 1-10 мм, залежно від розміру муфти). Відомі приклади застосування гнучких муфт із еластичними балонами для передачі обертаючого моменту до 1,5 Мнм. Достоїнства цих муфт - простота конструкції, безшумність, допустимість неспіввісності валів.

[1, с. 166-180]

#### Питання для самоперевірки

1. Для чого призначені і як улаштовані шпиндельні пристрої?
2. Класифікація шпинделів. Визначите їхню довжину.
3. Принцип пристрою шарніра універсального шпинделя.
4. Намалюйте схему й опишіть пристрій шарніра універсального шпинделя на вкладишах.
5. Як вибираються основні розміри шарніра на вкладишах? Його достоїнства й недоліки.
6. Методика розрахунку вилки шарніра на міцність.
7. Методика розрахунку лопаті валка на міцність.
8. Як улаштований шарнір універсального шпинделя на підшипниках кочення?
9. На яких станах застосовується і як улаштований кульковий (роликовий) шпиндель? Методика визначення розрахункових параметрів.
10. З якою метою застосовується зрівноважування шпинделів? Види зрівноважуючих пристроїв.
11. На яких станах застосовується і як улаштований зубчастий шпиндель?

## 12. Характеристика муфт, застосовуваних у лінії приводу валків.

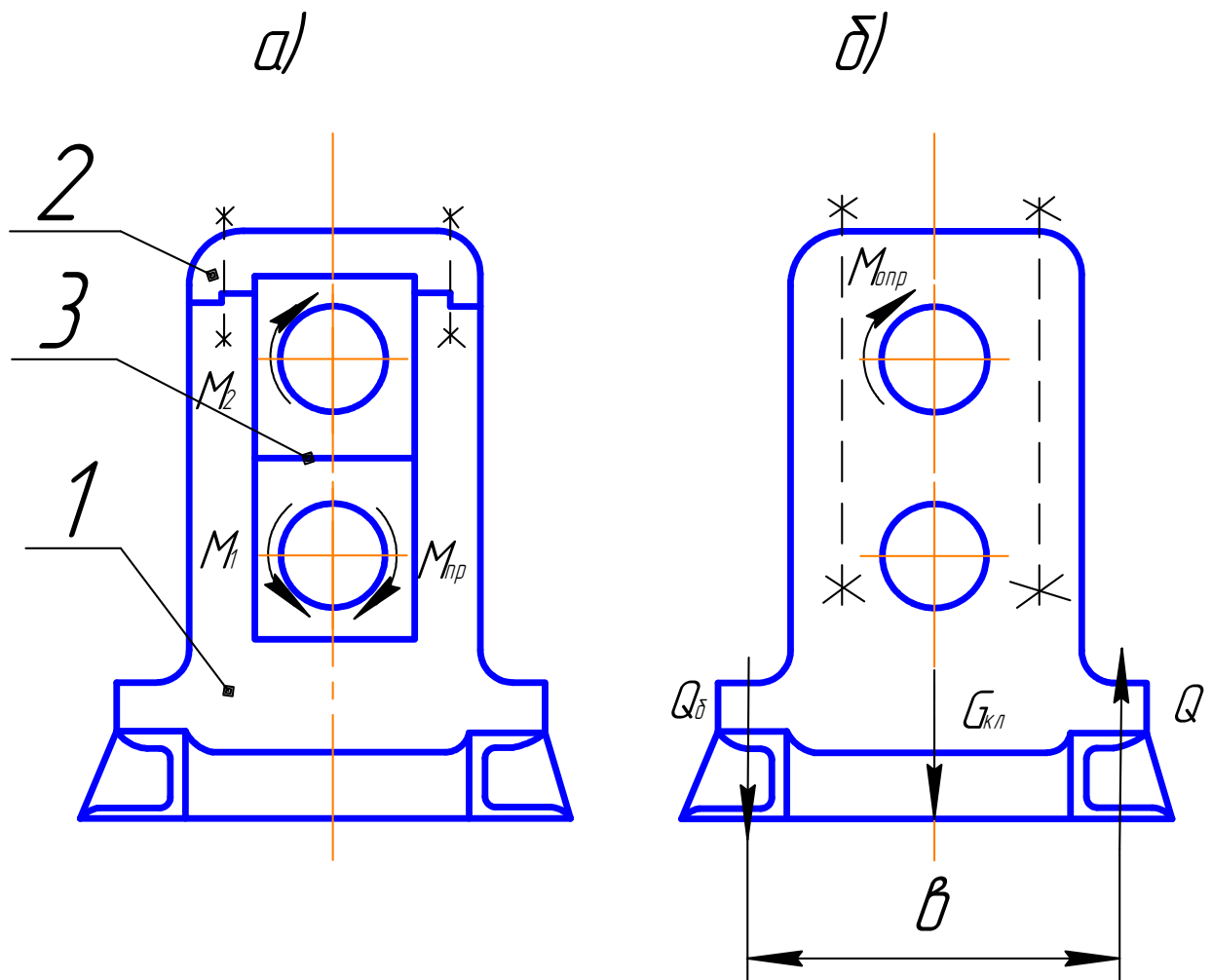
### 4.2. Шестеренні кліті та редуктори приводу валків

Шестеренна кліть і редуктор з передаточним числом, рівним одиниці, призначені для поділу обертаючого моменту двигуна між валками. Складається з корпусу й шестеренних валків з підшипниками. Застосовують шестірні із шевронним зубом, кут нахилу зубів до  $30^\circ$ , кількість зубів 18-28, модуль не менш 10 мм.

Підшипники валків установлюють у проміжних корпусах-подушках або безпосередньо в корпусі кліті. У першому випадку (малюнок 4.7,а) шестеренна кліть складається зі станини 1, кришки 2, шестеренних валків і подушок з підшипниками 3.

Станини й кришки відливають із високоміцного або модифікованого чавуну (ВЧ 45-5, СЧ 32-52). Підшипники - роликові конічні або бабітові (рідше). Для змащення підшипників і зубчастого зачеплення застосовують циркуляційну систему рідкого мастила. У другому випадку (малюнок 4.7,б) роликові підшипники валків установлюють безпосередньо в розточеннях корпусів. За умовами монтажу корпус робиться із трьох частин, із двома горизонтальними розніманнями. Всі частини корпусу відливають зі сталі Ст. 30Л.

Залежно від співвідношення частоти обертання валків й якоря двигуна в їхньому приводі використовуються як понижуючі, так і підвищуючі редуктори з литими й звареними корпусами. Зубчасті передачі в основному косозубі з евольвентним зачепленням. Зубчасті зачеплення шестеренних клітей і редукторів розраховують на контактну міцність і перевіряють на вигин.



*Малюнок 4.7.Шестеренні кліті.*

Часто при малому передаточному числі й невеликій потужності редуктор поєднують в одному корпусі із шестеренною кліттю (комбінована шестеренна кліть).

При роботі стану на шестеренну кліть діють три моменти:  $M_{кр} = M_{np}$  – обертаючий момент із боку двигуна;  $M_1$  і  $M_2$  – реактивні обертаючі моменти з боку валків. Сума цих моментів буде створювати перекидаючий момент:  $M_{опр} = M_{np} + M_1 + M_2$ . При нормальній роботі  $M_1, M_2$  і  $M_{опр} = M_{np}$ . При аварійній ситуації, поломці нижнього шпинделя  $M_1 = 0, M_2 = M_{np}$  і  $M_{опр} = 2 M_{np}$ . За цієї умови (малюнок 4.7) визначають зусилля, що діють на болти кріплення шестеренної кліті до фундаменту. При розгляді рівноваги враховують також силу ваги кліті ( $G$ ).[1, с. 180-193]



## Питання для самоперевірки

1. Для чого призначені й що собою уявляють шестеренні кліті й редуктори, установлені в лінії приводу робочих валків?
2. Як вибирають основні параметри шестеренних клітей?
3. Методика розрахунку зубчастого зачеплення шестеренних клітей і редукторів.
4. Конструкції шестеренних клітей. У якому випадку застосовують комбіновані шестеренні кліті і як вони влаштовані?
5. Методика розрахунку шестеренних клітей на перекидання.

## 5. КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ

### 5.1. Розрахунок листових валків

Використовуючи вихідні дані, наведені в таблиці 5.1, необхідно для кліті холодної прокатки листа:

підібрати необхідні розміри валків;

перевірити міцність валків;

перевірити твердість валків;

Для всіх варіантів форма кінцевої частини валка циліндрична зі шліцами.

Таблиця 5.1. Основні варіанти

№ п/п	Найменування параметра	Позна- чення	Одини- ця	Варіант				
				1	2	3	4	5
	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Максимальна величина обтиснення	$\Delta h$	мм	0,5	1,0	1,5	1,6	2,0
2.	ширина листа	$b$	мм	1750	1500	1250	1000	900
3.	Середній питомий тиск	$P_{cp}$	Н/мм <sup>2</sup>	250	300	220	280	300
4.	Мінімальна тов- щина листа	$h$	мм	0,6	0,5	0,4	0,3	0,25
5.	Межа міцності матеріалу валка	$\sigma_b$	кН/см <sup>2</sup>	60	65	65	60	65

## Додаткові варіанти

				1А	2А	3А	4А	5А
1.	Максимальна величина обтиснення	$\Delta h$	$Mm$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
2.	Ширина листа	$b$	$Mm$	1900	1800	1600	1500	1400

				1Б	2Б	3Б	4Б	5Б
1.	Максимальна величина обтиснення	$\Delta h$	$Mm$	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
2.	Ширина листа	$b$	$Mm$	1600	1500	1400	1300	1200

				1В	2В	3В	4В	5В
3.	Середній питомий тиск	$P_{cp}$	$N/mm^2$	310	280	260	240	220
4.	Мінімальна товщина листа	$h$	$Mm$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4

**Примітка.** Ненаведені в додаткових варіантах параметри беруться по основному варіанту.

### 5.2. Розрахунок сортових валків

Використовуючи необхідні дані, наведені в табл. 5.2., треба: вибрати розміри чотириструмкового валка; перевірити міцність валка й при необхідності скорегувати розрахункові розміри.

Таблиця 5.2. Основні варіанти

№ п/п	Найменування параметра	Позна- чення	Одини- ця	Варіант				
				1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Відстань між осями натискних гвинтів	$a$	<i>Мм</i>	1000	1100	1250	1300	1350
2.	Відстань від лівого гвинта до осі струмка №1	$x_1$	<i>Мм</i>	220	240	250	300	310
3.	Відстань від лівого гвинта до осі струмка №2	$x_2$	<i>Мм</i>	390	400	420	440	630
4.	Відстань від лівого гвинта до осі струмка №3	$x_3$	<i>Мм</i>	510	540	570	610	900
5.	Відстань від лівого гвинта до осі струмка №4	$x_4$	<i>Мм</i>	700	750	770	960	1200
6.	Ширина струмка №1	$b_1$	<i>Мм</i>	150	180	190	210	220
7.	Ширина струмка №2	$b_2$	<i>Мм</i>	100	120	140	170	310
8.	Ширина струмка №3	$b_3$	<i>Мм</i>	50	70	90	110	170
9.	Ширина струмка №4	$b_4$	<i>Мм</i>	200	220	240	280	320

1	2	3	4	5	6	7	8	9
10.	Розрахунковий коефіцієнт тертя метала об валок	$\mu$	-	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26
11.	Величина обтиснення	$\Delta h$	Мм	70	80	90	100	110

12	Середній питомий тиск:							
	калібр №1	$P_{cp1}$	Н/мм <sup>2</sup>	110	100	90	80	90
	калібр №2	$P_{cp2}$	Н/мм <sup>2</sup>	120	110	100	90	80
	калібр №3	$P_{cp3}$	Н/мм <sup>2</sup>	130	120	110	100	100
	калібр №4	$P_{cp4}$	Н/мм <sup>2</sup>	100	90	80	70	80
13.	Межа міцності матеріалу валка	$\sigma_b$	кН/см <sup>2</sup>	75	70	60	60	70

#### Додаткові варіанти

				1А	2А	3А	4А	5А
10.	Розрахунковий коефіцієнта тертя метала об валок	$\mu$	-	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
11.	Величина обтиснення	$\Delta h$	Мм	40	50	60	70	80

1	2	3	4	5	6	7	8	9
				1В	2В	3В	4В	5В
10.	Розрахунковий коефіцієнт тертя метала об валок	$\mu$	-	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18
11.	Величина обтиснення	$\Delta h$	мм	50	60	70	80	90

1	2	3	4	5	6	7	8	9
				1В	2В	3В	4В	5В
10.	Розрахунковий коефіцієнт тертя метала об валок	$\mu$	-	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21
11.	Величина обтиснення	$\Delta h$	мм	60	70	80	90	100

**Примітка.** Не наведені в додаткових варіантах параметри беруться по основному варіанту.

### 5.3. Розрахунок станин закритого типу

Використовуючи необхідні дані, наведені в табл. 5.3., необхідно перевірити міцність і твердість станини.

Таблиця 5.3. Основні варіанти

№ п/п	Найменування параметра	Позначення	Одиниця	Варіант				
				1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Висота внутрішнього прорізу станини	$H$	мм	4050	4250	4350	4200	4400

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2.	Ширина внутрішнього прорізу станини	$B$	мм	1300	1350	1400	1450	1500
3.	Висота перетину поперечок (верхньої й нижньої)	$h$	мм	950	1000	1050	1100	1150
4.	Ширина перетину верхньої поперечки	$b$	мм	980	1020	1060	1120	1170
5.	Діаметр отворів у верхній поперечці (мал. 3.10)	$d_1$	мм	420	420	420	420	420
		$d_2$	мм	600	600	600	600	600
6.	Висота отвору	$h_1$	мм	600	600	600	600	600
7.	Ширина перетину нижньої поперечки	$b_1$	мм	480	520	550	620	650
8.	Розміри двутаврового перетину стійки:							
	8.1. Ширина внутрішньої полки	$b_2$	мм	480	520	550	620	650
	8.2. Ширина зовнішньої полки	$b_3$	мм	380	420	450	520	550
	8.3. Товщина полиць	$t$	мм	170	175	180	185	190

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	8.4. Висота перетину стійки	$h_2$	мм	675	700	725	750	780
	8.5. Товщина стінки	$\delta$	мм	180	190	200	210	220
9.	Максимальне розпорне зусилля	$p$	МН	10	10,5	11	11,5	12

Додаткові варіанти

				1А	2А	3А	4А	5А
8.	8.1. Ширина внутрішньої полки	$b_2$	мм	650	565	580	630	760
	8.2. Ширина зовнішньої полиці	$b_3$	мм	480	470	490	540	590
9.	Максимальне розпорне зусилля	$p$	МН	9,5	11,5	12,5	13,	13,5

				1Б	2Б	3Б	4Б	5Б
7.	Ширина перетину нижньої поперечки	$b_1$	мм	500	540	570	640	680
8.	8.1. Ширина внутрішньої полиці	$b_2$	мм	500	540	570	640	680
9.	Максимальне розпорне зусилля	$p$	МН	11	12	12,5	13	13,2



				1В	2В	3В	4В	5В
1.	Висота внутрішнього прорізу	$H$	мм	3900	4100	3800	4300	4000
2.	Ширина внутрішнього прорізу	$B$	мм	1800	1900	1850	1900	1750
9.	Максимальне розпорне зусилля	$p$	МН	10,5	11	11	12	13

**Примітка.** Ненаведені в додаткових варіантах параметри беруться по основному варіанту.

#### 5.4. Розрахунок універсальних шпинделів

Використовуючи дані, наведені в табл. 5.4., варто вибрати розміри універсального шпинделя із шарніром на вкладишах і перевірити міцність вилки шарніра й лопати валка.

Таблиця 5.4. Вихідні дані для розрахунку шпинделя

№ п/п	Найменування параметра	Позначення	Одиниця	Варіант				
				1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Обертаючий момент	$M_p$	МНм	1,3	1,4	1,5	1,6	1,65
2.	Діаметр валка	$D_g$	мм	850	900	950	1000	1050
3.	Межа міцності матеріалу вилки	$\sigma_{\epsilon 1}$	кН/см <sup>2</sup>	50	55	60	60	65
4.	Межа міцності лопати валка	$\sigma_{\epsilon 2}$	кН/см <sup>2</sup>	40	45	45	50	55

				1А	2А	3А	4А	5А
1.	Обертаючий момент	$M_p$	$MНм$	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
2.	Діаметр валка	$D_в$	$мм$	1050	1100	1150	1200	1250
3.	Межа міцності матеріалу вилки	$\sigma_{в1}$	$кН/см^2$	55	55	60	60	65
4.	Межа міцності лопати валка	$\sigma_{в2}$	$кН/см^2$	45	45	50	55	50

				1Б	2Б	3Б	4Б	5Б
1.	Обертаючий момент	$M_p$	$MНм$	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7
2.	Діаметр валка	$D_в$	$мм$	1100	1150	1200	1250	1300
3.	Межа міцності матеріалу вилки	$\sigma_{в1}$	$кН/см^2$	55	55	60	60	65
4.	Межа міцності лопати валка	$\sigma_{в2}$	$кН/см^2$	45	45	50	55	50
				1В	2В	3В	4В	5В
1.	Обертаючий момент	$M_p$	$MНм$	2,65	2,75	2,8	2,9	3,0
2.	Діаметр валка	$D_в$	$мм$	1150	1200	1250	1300	1350
3.	Межа міцності матеріалу вилки	$\sigma_{в1}$	$кН/см^2$	60	60	65	65	65
4.	Межа міцності лопати валка	$\sigma_{в2}$	$кН/см^2$	50	50	55	55	60

## Література

1. Королёв А.А, Механическое оборудование прокатных цехов черной и цветной металлургии. - М.: Металлургия, 1976. - 482 с.
2. Жолобов В.В., Зверев Г.И. Прессование металлов. - М.: Металлургия, 1971. - 455 с.
3. Когос А.И. Механические оборудование волоочильных и ленто – прокатных цехов. - М.: Металлургия, 1964. - 382 с.
4. Зарощинский М.Л. Технологические основы проектирования прокатных "станов. - М.: Металлургиздат, 1962.- 443 с.
5. Целиков А.И., Смирнов В.В. Прокатные станы. - М.: Металлургиядат, 1958. - 432 с.
6. Баимов Н.И. Оптимизация процессов прокатки на блюминге. - М.: Металлургия, 1974. -216 с.
7. Иванченко Ф.К. и др. Динамика й прочность прокатного оборудования. - М.: Металлургия, 1970. - 488 с.
8. Комаров А.Н., Динник А.А., Новые шпиндели и муфты для приводов прокатного и другого металлургического оборудования. -Днепропетровск, 1977. – 46 с.