

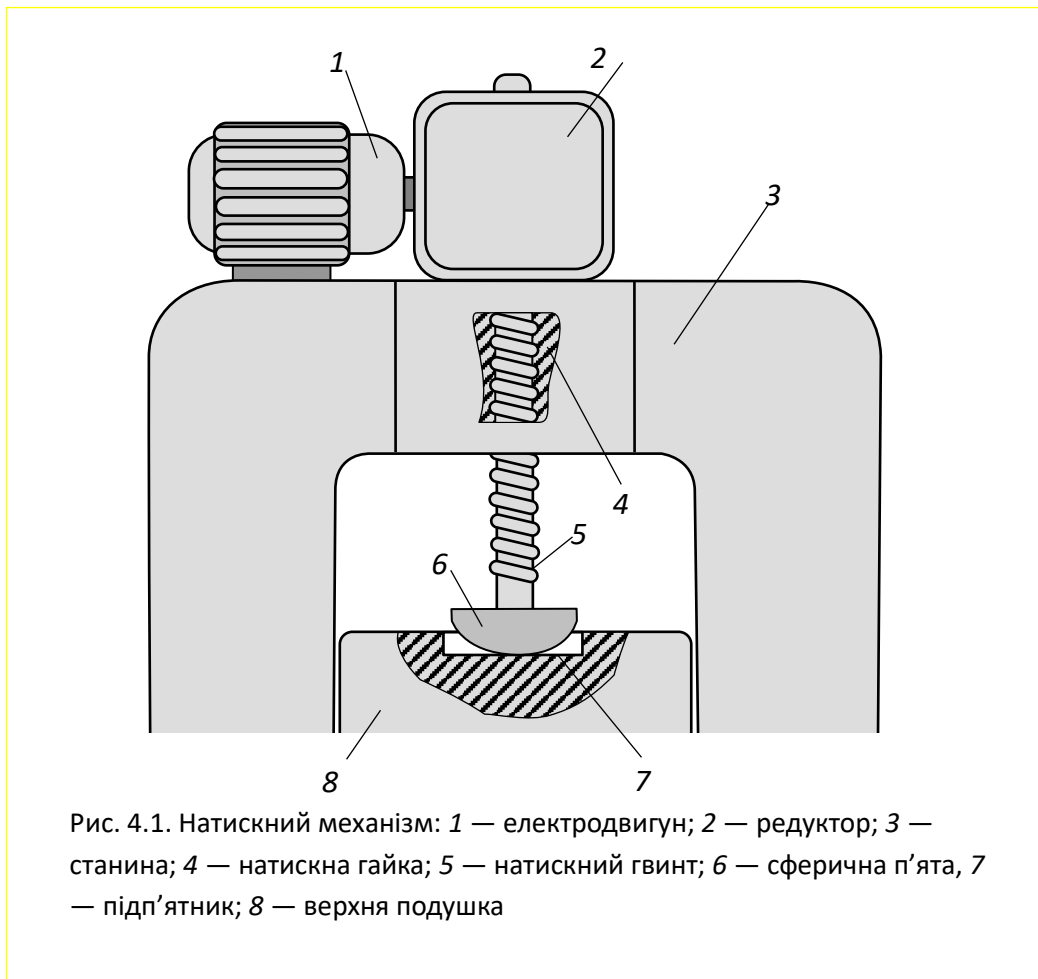
Тема 4. Механізми для встановлення та рівноваження валків.

Механізми та пристрої для зміни валків

Валки встановлюються у вертикальній площині за допомогою натискних механізмів.

Натискні механізми з приводом електродвигуна через глобоїдні черв'якові передачі застосовують на станах, де швидкість переміщення валків через необхідність точного регулювання товщини прокату невелика.

Основними елементами натискного механізму є натискні гвинти та гайки (рис. 4.1).



Натискні гвинти сприймають силу прокатки, що припадає на робочий валок, і передають через натискні гайки станинам.

Натискні гайки - деталі натискного механізму, що найбільш зношуються, виготовляють з литої бронзи. Для економії бронзи гайки

виконують складовими: зовнішні бандажі роблять із міцного чавуну, модуль пружності якого близький до модуля пружності бронзи.

Різьблення натискних гвинтів піддають поверхневому гарту і шліфують. Крок різьблення натискних гвинтів вдвічі менший за крок різьблення дистанційних гвинтів і напрямок нарізки на гвинтах протилежний.

Внутрішній діаметр різьблення натискного гвинта визначають залежно від максимальної сили прокатки:

$$d_{\text{в.внт } p} = \sqrt{\frac{4P_n}{\pi[\sigma]}}$$

де $[\sigma]$ - допустима напруга на стиск гвинта.

Натискні гвинти виготовляють із кованої сталі, межа міцності якої $\sigma_B = 600 \dots 750$ МПа. Як правило, приймають п'ятикратний запас міцності $[\sigma] = 120 \dots 150$ МПа.

Розрахунковий діаметр гвинта порівнюють з даними ГОСТу і приймають найближче значення зі стандартного ряду.

Діаметр натискної гайки D_1 та її висоту H_2 приймають з наступних виразів:

$$D_2 = (1,5 \dots 1,8) d_{\text{н.внт } p};$$

$$H_2 = (0,35 \dots 1,1) D_2,$$

де $d_{\text{н.внт } p}$ - Зовнішній діаметр різьблення натискного гвинта.

Для приведення в обертання натискного гвинта до його верхнього кінця прикладають крутний момент, що розраховується за формулою

$$M_{\text{кр.внт}} = P_{\text{внт}} \left[\mu_{\text{пт}} \frac{d_{\text{пт}}}{3} + \frac{d_{\text{ср.внт } p}}{2} \text{tg}(\alpha_p + \phi_{\text{тр}}) \right],$$

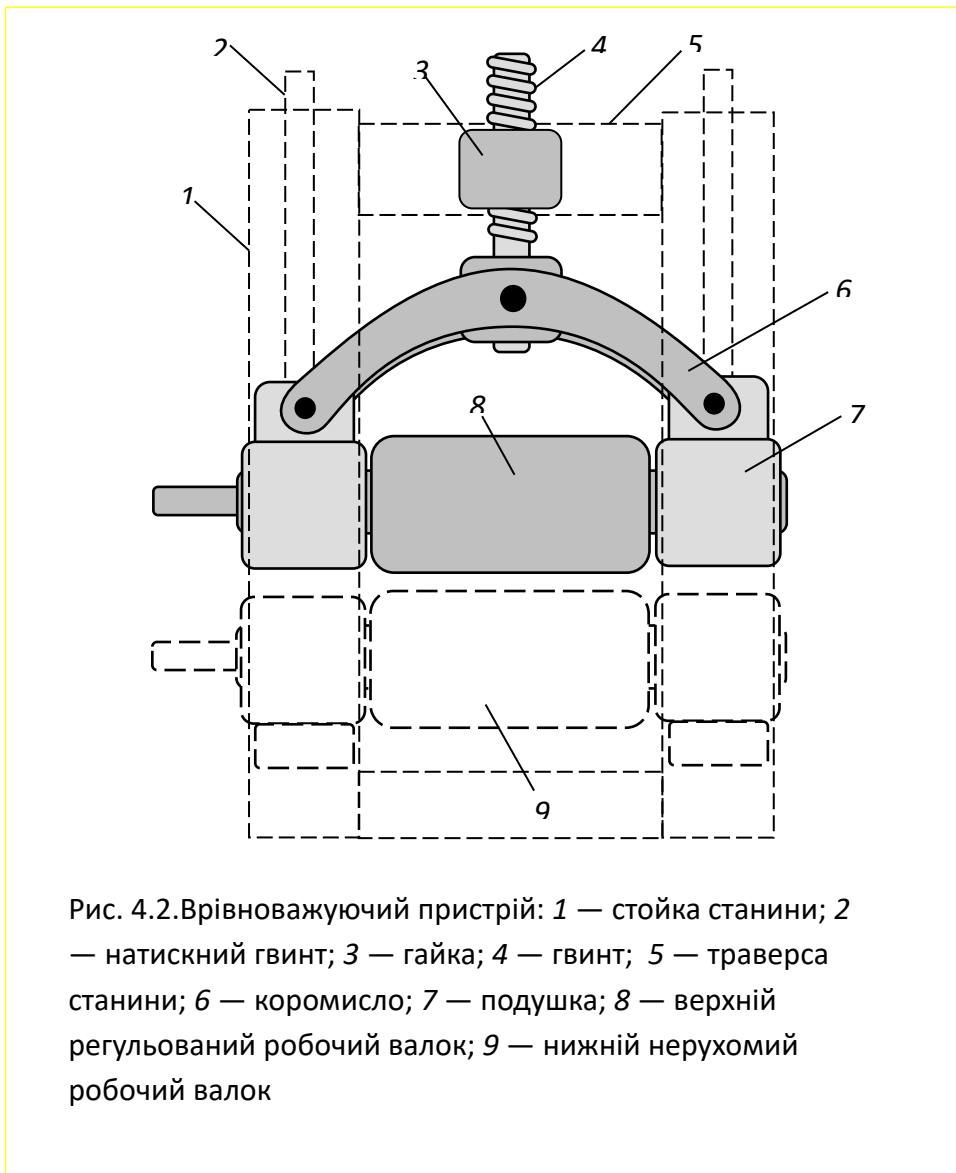
де $P_{\text{внт}}$ - сила, що діє на натискний гвинт; $\mu_{\text{пт}}$ - Коефіцієнт тертя в п'яті; $d_{\text{пт}}$ - Діаметр п'яти натискного гвинта; $d_{\text{ср.внт } p}$ - Середній діаметр різьблення гвинта; α_p - Кут підйому різьблення; $\phi_{\text{тр}}$ - Кут тертя в різьбленні; $\text{tg}\phi_{\text{тр}} = \mu_{\text{тр}}$, ($\mu_{\text{тр}}$ - Коефіцієнт тертя в різьбленні між гвинтом і гайкою). При нормальному мастилі різьблення $\mu_{\text{тр}} = 0,1$, тоді $\phi_{\text{тр}} = 5^\circ 40'$.

Під час паузи між проходами, коли на натискний гвинт не діє сила прокатки, але діє сила з боку пристрою врівноваження верхнього валка, силу $P_{\text{внт}}$ визначають як

$$P_{\text{внт}} = P_{\text{ур}} - \frac{P_{\text{ур,д}}}{2} = (0,2 \dots 0,4) \frac{P_{\text{ур,д}}}{2},$$

де $P_{\text{ур}}$ - сила, що діє на одну подушку валка з боку механізму врівноваження; $P_{\text{ур,д}}$ — сила, що дорівнює вазі деталей, що врівноважують (верхній валок, його подушки і натискний гвинт).

Між сферичною п'ятою та підп'ятником, а також у різьбовому з'єднанні натискного гвинта та гайки обов'язково утворюються зазори, для виключення яких передбачено *врівноважуючий пристрій* (рис. 4.2).



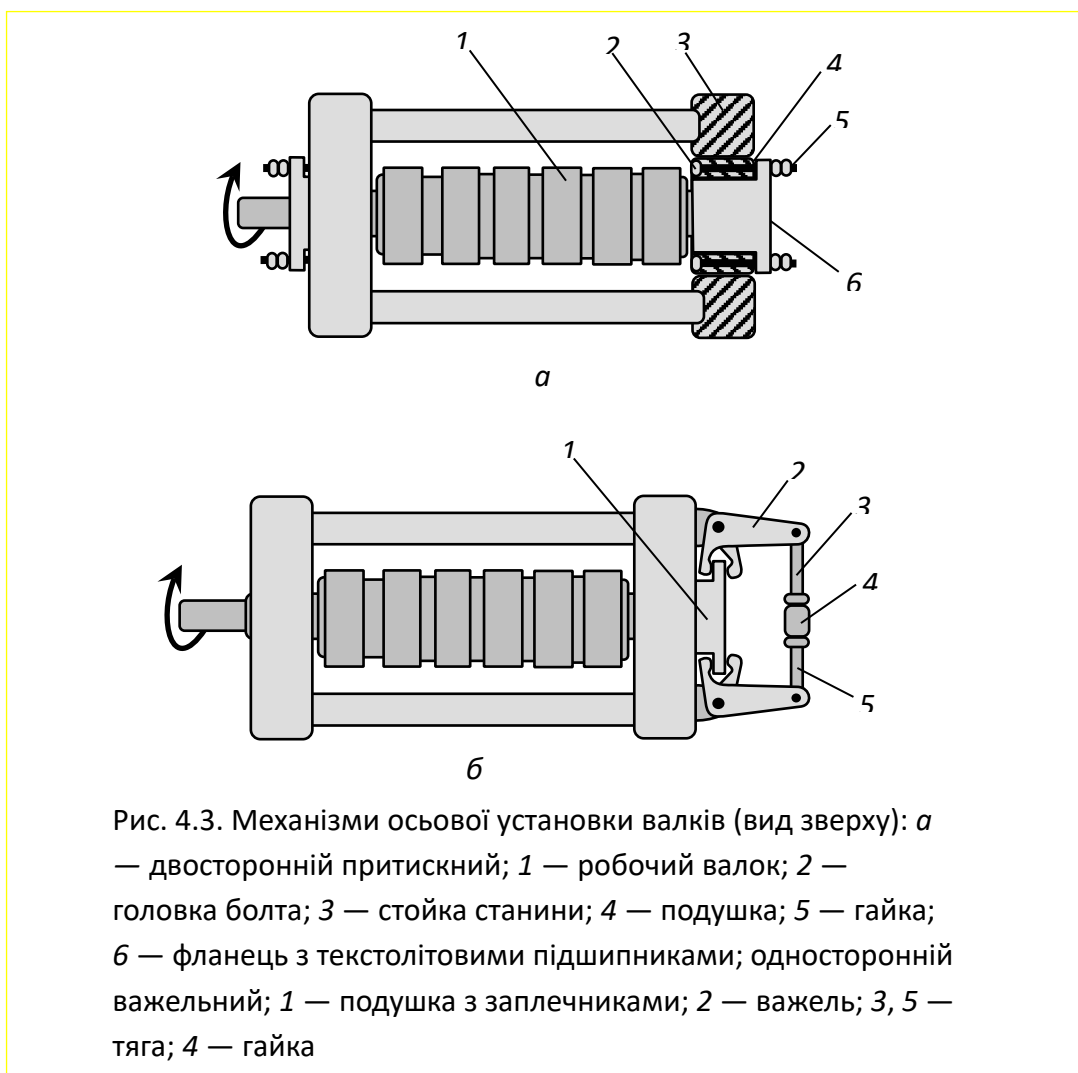
За допомогою цього пристрою верхній робочий валок утримується у підвішеному стані над нижнім валком, і подушки верхнього валка завжди щільно

притиснуті до торців натискних гвинтів. Гайка врівноважує вмонтована в траверсу, що з'єднує ліву і праву половини станини.

Для врівноваження верхнього валка застосовують також вантажні, гідравлічні та пружинні пристрої, причому останні використовують у тому випадку, коли переміщення валка невелике.

Механізми осьової установки служать для переміщення робочих валків каліброваних в горизонтальній площині з метою вирівнювання калібрів. Зазвичай немає потреби в осьовому регулюванні валків з гладкою бочкою.

Механізми осьової установки бувають одно- та двосторонніми, притискними та важелевими (рис. 4.3).



Двосторонні притискні механізми застосовують для встановлення валків з текстолітовими підшипниками. Як правило, підшипникові опори фіксуються з боку перевалки валків, а опори з боку приводу виконуються плаваючими з урахуванням температурних деформацій. Такі механізми забезпечують

притискання подушок один до одного через валок, що досягається за допомогою болтів, що притискають подушки із зовнішнього боку через фланці або відкидні планки.

Загальні недоліки притискних двосторонніх механізмів - наявність великої кількості болтів, необхідність обслуговування кліті з обох боків, мала жорсткість, відсутність самоустановки подушок.

Тому найбільшого поширення набули односторонні важільні механізми, які забезпечують фіксацію та осьову установку валка через подушку з одного боку для горизонтальних клітей та зверху – для вертикальних клітей. Такі механізми застосовують у разі встановлення валків на підшипниках кочення або ПШТ, коли валок зафіксований на подушці з непривідної сторони в обох напрямках.

Подушка з фланцями, встановлена в напрямних пазах станини кліті, фіксується важелями через шарнір щодо станини. Положення важелів регулюють сполучними тягами, одна з яких працює на розтяг, а інша - на стиск. На фланцях подушки лише на рівні осі валка є сферичні елементи, призначені до створення найсприятливіших умов її самоустановки. В останньому випадку важелі виносять вище або нижче за рівень валків. Осьові сили при прокатці передаються на станину затягними підшипниками, встановленими в регульованій подушці з фланцями.

Запобіжні пристрої

У процесі прокатки металу нерідко виникають аварійні ситуації, що призводять до перевантаження деталей та вузлів робочої кліті та її приводу. У таких ситуаціях кінетична енергія $K_{мас}$, що обертаються, в цих ситуаціях витрачається на деформацію деталей і подолання сил опору в осередку аварії, що може призвести до поломки обладнання.

Руйнування відповідальних дорогих деталей та вузлів пов'язане з великими матеріальними витратами, тому необхідно проводити заходи, спрямовані на запобігання аваріям та простоям прокатних станів від перевантажень за допомогою запобіжних пристроїв.

Запобіжний пристрій, встановлений у робочій кліті прокатного стану, захищає від перевантажень не тільки саму кліть, а й її привід, оскільки сила

прокатки P_n , помножена на відповідне плече, дає момент прокатки M_n - зовнішній момент навантаження.

Максимальні силу $P_{n.max}$ і момент $M_{n.max}$ прокатки можна знайти з енергетичного співвідношення, що означає перехід кінетичної енергії мас, що обертаються, в потенційну енергію W деформації пружних зв'язків і роботу пластичної деформації металу, що прокочується.

Для робочої кліті та приводу прокатного стану необхідність застосування запобіжних пристроїв можна оцінити нерівностями

$$P_{n.max} > [P_n];$$

$$M_{n.max} > [M_n],$$

де $[P_n]$, $[M_n]$ - Допустимі значення сили і моменту прокатки.

Якщо нерівності задовольняються, трансмісія та робоча кліть потребують спеціальних запобіжних пристроїв. Інакше їхнє встановлення необов'язкове.

При заклиниванні робочих валків майже вся запасена кінетична енергія мас приводу, що обертаються, переходить в потенційну енергію пружної деформації деталей приводу. Умова необхідності застосування запобіжних пристроїв записується у вигляді $K > Pa$ або

$$\sum \frac{J_i \omega_i^2}{2} > \sum \frac{c_{ij} \psi_{ij}^2}{2},$$

де J_i , ω_i - момент інерції і кутова швидкість i - обертається маси; c_{ij} , ψ_{ij} - Крутильна жорсткість і кут закручування зв'язку між i - й і j - й масами.

Як правило, запобіжний пристрій з елементами, що руйнуються, або пружинний запобіжний пристрій розміщують між подушкою верхнього робочого валка і натискним гвинтом.

Запобіжні пристрої з руйнівними елементами є найбільш компактними і малоінерційними механічними пристроями, містять такі руйнуючі елементи, як стяжки, кільця, мембрану або болти, що просто розриваються (рис. 4.4, а).

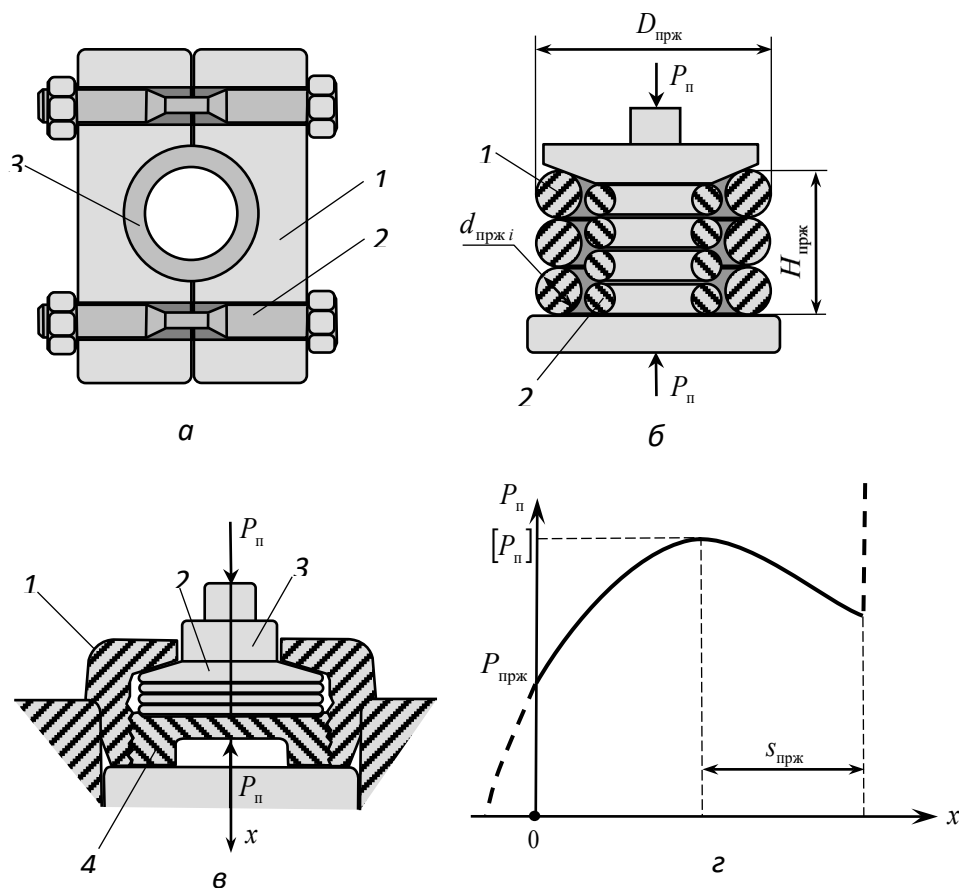


Рис. 4.4. Запобіжні пристрої: *a* — з руйнівними болтами: 1 — пластина; 2 — поглиблення під клин; 3 — болт; *б* — з паралельно працюючими пружинами: 1, 2 — пружини; *в* — з тарільчастими пружинами: 1 — напрямний шток; 2 — пакет тарільчастих пружин; 3 — фланець циліндра; 4 — опорна гайка; *z* — «м'яка» характеристика жорсткості пакета тарільчастих пружин ($d_{\text{прж } i}$ — діаметр поперечного перетину i — й пружини; $D_{\text{прж}}$ — зовнішній діаметр пакета пружин; $P_{\text{прж}}$ — сила початкової затяжки пакета пружин; $H_{\text{прж}}$ — висота пакета стиснутих пружин; $s_{\text{прж}}$ — ход пружини)

Для спрощення заміни елементів, що руйнуються, застосовують клинові пари, що перетворюють вертикальну силу в станинах в горизонтальну силу. Поряд з зазначеними перевагами запобіжні пристрої з елементами, що руйнуються, мають наступні недоліки: низька точність, пов'язана з розкидом міцнісних характеристик матеріалів, накопичення втомних ушкоджень, зупинки технологічного процесу, викликані заміною зруйнованих елементів.

Пружинні запобіжні пристрої самі відновлюються після запобігання перевантаженням, мають високу точність обмеження навантажень, достатній

робочий хід, приблизно рівний найбільшому обтисканню в кліті, а також мінімальні габарити, але мають інерційність при спрацьовуванні. Найбільш перспективними вважаються запобіжні пристрої з початковою затяжкою до сили $P_{\text{прж}}$ пружних елементів у вигляді кручених циліндричних або тарілчастих пружин.

Для запобіжного пристрою (рис. 4.4 б) з пакетом з $n_{\text{прж}} + 1$ циліндричних гвинтових пружин, вставлених одна в іншу з мінімальним зазором і стиснутих до повного дотику витків, відношення повної енергії деформації $\mathcal{E}_{\text{прж}}$ до обсягу $V_{\text{прж}}$, займаному пакетом при повному стисненні пружин,

$$\frac{\mathcal{E}_{\text{прж}}}{V_{\text{прж}}} = \frac{\pi(1+\nu) [\tau]^2}{2,88E} \sum_{i=0}^{n_{\text{прж}}} \left[\frac{d_{\text{прж}i}}{D_{\text{прж}}} \left(1 - \frac{d_{\text{прж}i}}{D_{\text{прж}}} - 2 \sum_{i=0}^{n_{\text{прж}}} \frac{d_{\text{прж}i-1}^{-1}}{D_{\text{прж}}} \right) \right],$$

де ν - Коефіцієнт Пуассона; $[\tau]$ - Допустиме дотичне напруження у витках пружини.

Якщо $n_{\text{прж}} > 3...4$, величина $\mathcal{E}_{\text{прж}}/V_{\text{прж}}$ складе трохи більше 0,28...1,12 МПа, а зворотна величина, т. е. питомий обсяг, $V_{\text{прж}}/\mathcal{E}_{\text{прж}} = (1,6...6,2) \text{ МПа}^{-1}$.

У запобіжному пристрої (мал. 24 в) пакет тарілчастих пружин затиснутий між опорною гайкою і фланцем циліндра. Сила прокатки P_n передається на пружини буртом направляючого штока. Для підвищення жорсткості пристрою на початковій ділянці пакет може бути підтиснутий гайкою, що має різьбове з'єднання з циліндром.

Такий запобіжний пристрій має м'яку характеристику 24, з. Поки сила прокатки $P_n < P_{\text{прж}}$, податливість запобіжного пристрою близька до нуля, потім податливість різко зростає і в момент, коли $P_n = [P_n]$ пристрій повністю спрацьовує на величину $S_{\text{прж}}$ і запобігає перевантаженню.

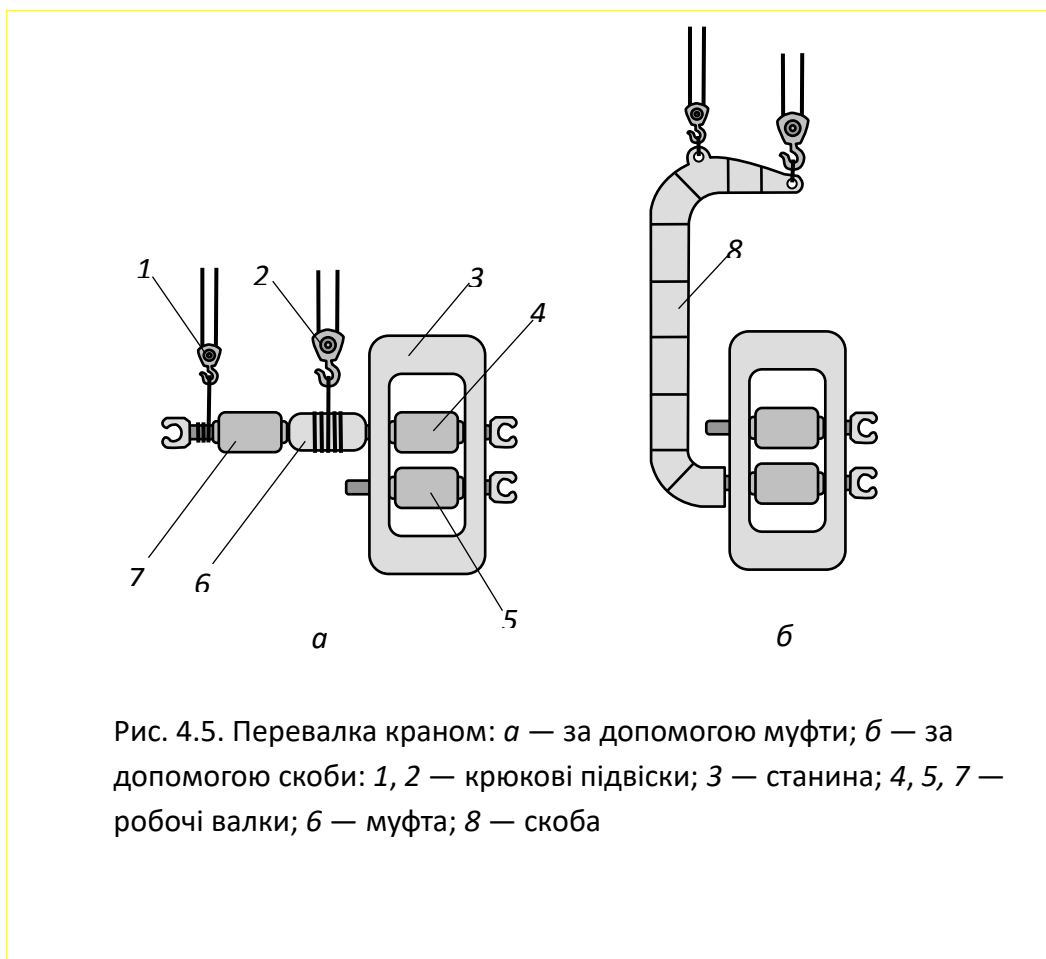
Розрахунки показують, що значення відношення $V_{\text{прж}}/\mathcal{E}_{\text{прж}}$ для тарілчастих пружин приблизно дорівнюють відповідним значенням для гвинтових пружин. Однак завдяки високим допустимим нормальним напругам $[\sigma] = 1760 \text{ МПа}$ при розтягуванні ці відносини для тарілчастих пружин становлять: $V_{\text{прж}}/\mathcal{E}_{\text{прж}} =$

(1,6...1,7) МПа⁻¹, тобто. в 1,6 - 3,7 рази менше відповідних значень для пристроїв з гвинтовими пружинами.

Пристрої для перевалки

Перевалка валків - заміна зношених робочих валків у кліті прокатного стану на нові. У сортових станів перевалка необхідна також під час переходу випуск прокату іншого профілю. Поруч із валками зазвичай змінюють і подушки з підшипниками. Як правило, для прискорення перевалки завжди наготові зберігають комплект нових валків із подушками.

У робочих клітей зі станинами відкритого типу, тобто зі знімними верхніми поперечками, валки змінюють за допомогою вантажопідіймального (мостового) крана без будь-яких додаткових пристроїв, а у станин закритого типу - в осьовому напрямку за допомогою вантажопідіймального крана і муфти або скоби (рис. 4.5).



Існують рейкові і ланцюгові механізми, що тягнуть, що забезпечують комплектну зміну валків.

