

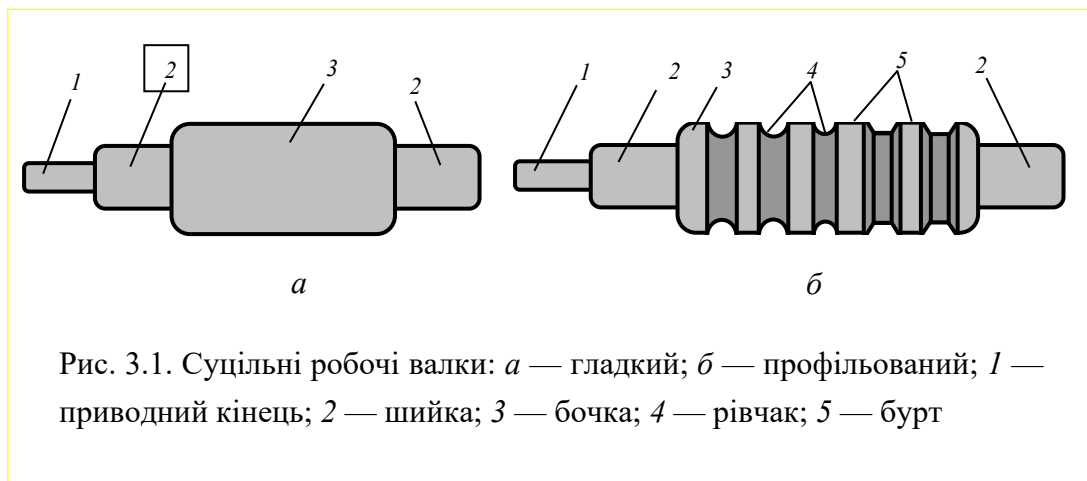
Тема 3. Валки, подушки валків та підшипники прокатних станів

Робочі валки, що обертаються, як основний технологічний інструмент прокатного стану, пластично деформують метал заготовки, при цьому вони сприймають силу прокатки, що діє з боку металу, і передають її на підшипникові опори валків. Від якості робочих валків залежить якість готового прокату, тому їх значимість у виробництві металопрокату є першорядною.

Лист, що прокатується, обтискається робочими валками, його товщина зменшується, але при цьому лист витягується по довжині. Робочі валки мають відносно невеликий діаметр, у зв'язку з чим при прокатці можуть сильно прогинатися, тому їх підпирають опорні валки.

Розрізняють цілісні та складові (бандажовані) робочі валки. Останні являють собою конструкцію, що складається зі сталеві осі і бандажа, що накладається на неї, із зносостійкого матеріалу.

Валки бувають гладкими для прокатки листа та профільованими (сортопрокатними) відповідно для прокатки профілів. Кожен валок має бочку, дві шийки, один або два приводні кінці (рис. 3.1).



Визначальною характеристикою робочої кліти є розміри робочих валків — діаметр $D_{\text{боч}}$ $L_{\text{боч}}$

бочок вибирають з урахуванням допустимого кута захоплення заготовки (смуги) робочими валками $\alpha_{зг}$; при прокатці сортового металу $\alpha_{зг} = 22...24^\circ$.

Діаметр бочки по дну рівчака $D_{боч. руч}$ повинен задовольняти таку умову

$$D_{боч. руч} \geq \frac{\Delta h_{зг}}{1 - \cos \alpha_{зг}},$$

де $\Delta h_{зг}$ - обтиснення заготовки, що прокутується.

Відношення номінального діаметра бочки до її діаметра по дна рівчака $D_{боч}/D_{боч. руч}$ приймають не більше 1,4, щоб уникнути занадто великого зниження точності. Відношення довжини бочки до її номінального діаметру $L_{боч}/D_{боч}$ дорівнює 2,2 ... 3,0 для чорнової кліті і 1,2 ... 2,0 для чистової. З метою підвищення жорсткості клітей приймають якнайменше значення відносин $L_{боч}/D_{боч}$. Остаточну довжину бочки уточнюють, з найбільш оптимального розміщення струмків.

Форма рівчака на бочці профільованого робочого валка відповідає формі прокату. Калібри, утворені струмками, формою можна розділити на великі групи: прості і фасонні. До калібрів фасонної форми відносяться ящикові, квадратні, ромбічні, шестигранні, овальні, реброві овальні, круглі та ін. Крім того, калібри можуть бути відкритими та закритими. Якщо лінія роз'єму валків проходить через калібр, він називається *відкритим*, якщо лінія роз'єму знаходиться поза межами калібру . *закритим* (рис. 3.2).

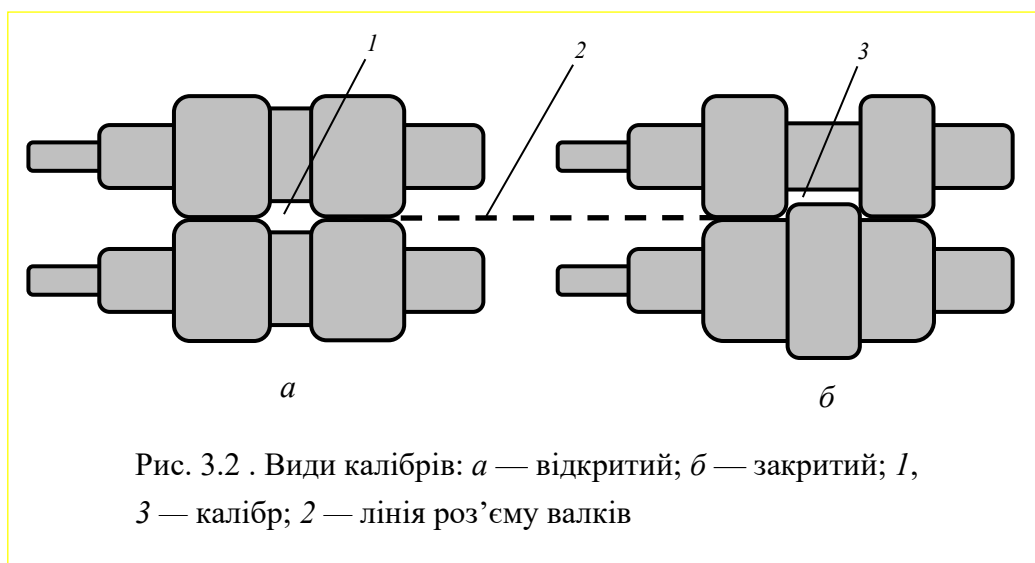


Рис. 3.2 . Види калібрів: *а* — відкритий; *б* — закритий; *1*, *3* — калібр; *2* — лінія роз'єму валків

Бочки робочих валків періодично переточуються. При цьому видаляються множинні поверхневі дефекти, що погіршують якість прокату, а у профільованих валків відновлюються початкові розміри струмків.

Для утримання штаби від осьового переміщення застосовують спеціальні профілювання валків. Наприклад, при гарячій прокатці тонких листів на стані кварто робочі валки виконують в огнутими до 0,5 мм, а опорні - циліндричними. При холодній прокатці тонких листів, навпаки, валки роблять опуклими. Однак ці та будь-які інші профілювання повинні забезпечувати не тільки правильне положення розкочування у валках в процесі деформації, але і мінімальну поперечну різнотовщинність.

Шийка - опорна частина валка, на якій встановлюється підшипник. Її намагаються робити якнайбільшого діаметру, щоб збільшити міцність валка і розподілити силу прокатки на велику площу. Шийки бувають не лише циліндричними під підшипники кочення або під підшипники ковзання з текстолітовими вкладишами, а й конусними під ПШТ.

Діаметр шийки $d_{\text{ш.валк}}$ під підшипник ковзання з текстолітовими вкладишами, що погано витримують великі тиски при прокатуванні, вибирають так:

$$d_{\text{ш.валк}} = (0,5 \dots 0,7) D_{\text{боч}},$$

а діаметр шийки під підшипник кочення з наступного ряду: 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 240, 260 280 80, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 800, 850, 900, 950 мм.

Довжину шийки приймають рівною її діаметру, тобто. $l_{\text{ш.валк}} = d_{\text{ш.валк}}$.

Привідний кінець діаметром $d_{\text{кнц.валк}}$ і довжиною $l_{\text{кнц.валк}}$ - сполучна частина валка, що зв'язує його з електроприводом. Діаметр приводного кінця зазвичай на 10-15 мм менше діаметра шийки.

Привідний кінець може мати шпонкові канавки, лиски і шліци, як круглого поперечного перерізу, так і квадратного. Нерідко приводний кінець виконують у вигляді тріффу або лопаті. Тріфовий кінець робочого валка з'єднується зі

шпинделем за допомогою валкової муфти, а лопатевий кінець із вкладишами ковзання сам виступає як елемент шарніра, що виключає валкову муфту. У порівнянні з лопатевим тріфове з'єднання має великий недолік: технологічні труднощі при виготовленні тріфу.

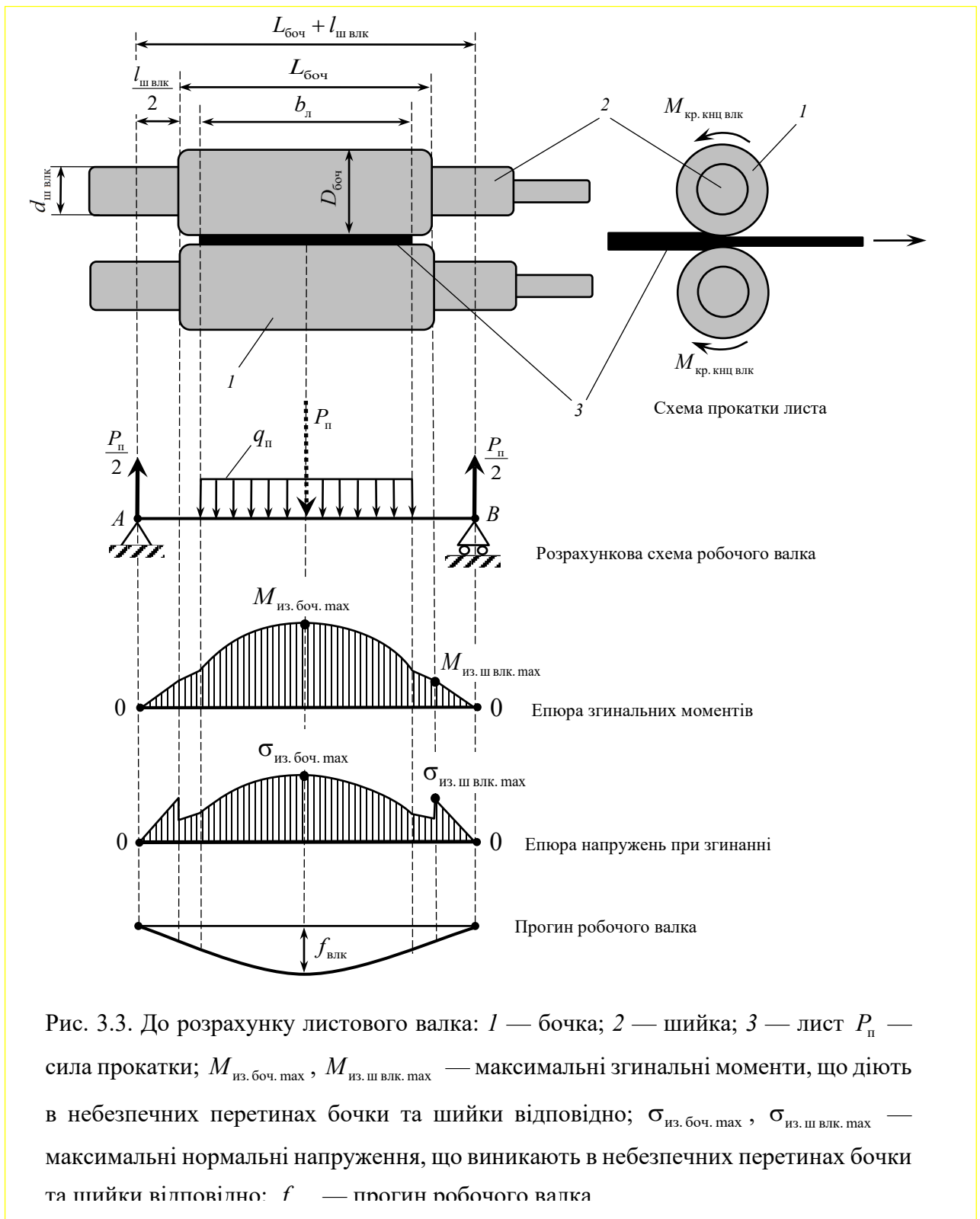
Для виготовлення робочих валків використовується як сталь, і чавун. Для гарячої прокатки виробляють литі та ковані сталеві валки, а для холодної – тільки ковані. У загальній кількості валків гарячої прокатки частка сталевих кованих валків становить близько 20%, тоді як частка литих (сталевих і чавунних) - 75 ... 80%. Литі валки дешевші за ковані, легше виготовляються, але менш міцні.

Застосування у складових валках бандажів із високоміцних матеріалів, можливість заміни зношених бандажів при багаторазовому використанні осі знижують металомісткість та дають великий економічний ефект. Добре зарекомендували себе у роботі складові валки з чавунними бандажами та сталевими осями.

Після призначення основних геометричних розмірів, робочий валок розраховують на міцність і пружну деформацію від дії сили прокатки з боку заготовки металу і крутного моменту з боку приводу.

Приклад 1. Розрахувати на міцність і жорсткість гладкий робочий валок стану дуо з розмірами бочки $L_{\text{боч}}$, $D_{\text{боч}}$ і шийки $l_{\text{ш.валк}}$, $d_{\text{ш.валк}}$ якщо лист, що прокочується, має ширину $b_{\text{л}}$, а інтенсивність сили прокатки (навантаження), рівномірно розподіленої по ширині листа дорівнює $q_{\text{п}}$ (рис. 8). Відома також величина моменту, що крутить $M_{\text{кр.кнц.валк}}$, прикладеного до приводного кінця робочого валка при прокатці.

Рішення. Під впливом сили прокатки гладкий робочий валок прогинається, що може призвести до шлюбу (різнотовщини), особливо при прокатуванні тонкого листа.



Розрахункова схема валка є 2-опорною балкою AB з рівномірною розподіленою «по прямокутнику» навантаженням $q_{\text{п}}$

$$P_{\text{п}} = q_{\text{п}} b_{\text{л}}, \text{ прикладеної посередині балки. Лінії дії}$$

$P_{\text{п}}/2$, прикладених у точках A і B , проходять через середину ширини підшипників та збігаються з осями натискних гвинтів.

Бочку робочого валка розраховують на вигин, нехтуючи дотичною напругою від моменту, що крутить, і будують епюру згинальних моментів.

Максимальний згинальний момент буде в серединному (небезпечному) перерізі по довжині бочки валка:

$$M_{\text{из. боч. max}} = \left(\frac{P_{\text{п}}}{2}\right) \left(\frac{L_{\text{боч}} + l_{\text{ш.влк}}}{2}\right) - q_{\text{п}} \left(\frac{b_{\text{л}}}{2}\right) \left(\frac{b_{\text{л}}}{4}\right) = \left(\frac{P_{\text{п}}}{4}\right) \left[L_{\text{боч}} + l_{\text{ш.влк}} - \left(\frac{b_{\text{л}}}{2}\right) \right].$$

Умова міцності бочки валка за нормальним напруженням при згинанні:

$$\sigma_{\text{из. боч. max}} = \frac{M_{\text{из. боч. max}}}{0,1D_{\text{боч}}^3} \leq [\sigma],$$

т. е. максимальна нормальна напруга $\sigma_{\text{из. боч. max}}$, що виникає при вигині в небезпечному перерізі бочки валка, не повинна перевищувати допускається нормальної напруги $[\sigma]$ в цьому ж перерізі, що приймається виходячи з п'ятикратного запасу міцності $[\sigma] = \sigma_{\text{в}}/5$, де $\sigma_{\text{в}}$ - межа міцності матеріалу валка. Залежно від матеріалу приймають значення допустимих напружень з представлених в табл. 3.1.

Таблиця 3.11

Результати, отримані при випробуванні зразків на розтягування-стискання

Матеріал робочого валка	$[\sigma]$, МПа	$\sigma_{\text{в}}$, МПа
Кована легована сталь	140 ... 150	700...750
Кована вуглецева сталь	120...130	600...650
Лита вуглецева сталь	100...120	500...600
Легований чавун	80...100	400...500
Чавун	70...80	350...400

Шийку валка розраховують на спільну дію згинального та крутного моментів. Максимальний згинальний момент у шийці валка буде в небезпечному перерізі, де шийка переходить у бочку:

$$M_{\text{из. ш.влк. max}} = \left(\frac{P_{\text{п}}}{2}\right) \left(\frac{l_{\text{ш.влк}}}{2}\right) = \frac{P_{\text{п}} l_{\text{ш.влк}}}{4}.$$

Максимальна нормальна напруга, що виникає в небезпечному перерізі шийки валка при згинанні,

$$\sigma_{\text{из. ш влк. max}} = \frac{M_{\text{из. ш влк. max}}}{W_{\text{из. ш влк}}},$$

де $W_{\text{из. ш влк}} = \pi d_{\text{ш влк}}^3 / 32 \approx 0,1 d_{\text{ш влк}}^3$ - момент опору небезпечного перерізу шийки валка вигину.

Максимальна дотична напруга, що виникає в небезпечному перерізі шийки валка при крученні,

$$\tau_{\text{кр. ш влк. max}} = \frac{M_{\text{кр. кнцвлк}}}{W_{\text{кр. ш влк}}},$$

де $W_{\text{кр. ш влк}} = \pi d_{\text{ш влк}}^3 / 16 \approx 0,2 d_{\text{ш влк}}^3$ - момент опору небезпечного перерізу шийки валка кручення (полярний момент).

Умову міцності шийки для сталевих валків записують на основі четвертої (енергетичної) теорії міцності: результуюча напруга $\sigma_{\text{р. ш влк}}$ не повинна перевищувати допустиму напругу $[\sigma]$ (див. табл. 1)

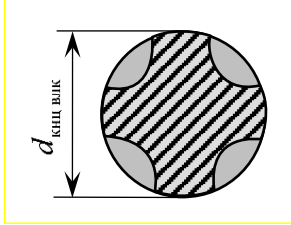
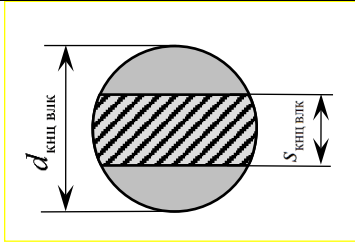
$$\sigma_{\text{р. ш влк}} = \sqrt{\sigma_{\text{из. ш влк. max}}^2 + 3\tau_{\text{кр. ш влк. max}}^2} \leq [\sigma].$$

Умову міцності шийки для чавунних валків записують на основі теорії граничних станів Мора:

$$\sigma_{\text{р. ш влк}} = 0,375\sigma_{\text{из. ш влк. max}} + 0,625\sqrt{\sigma_{\text{из. ш влк. max}}^2 + 4\tau_{\text{кр. ш влк. max}}^2} \leq [\sigma].$$

Привідний кінець робочого валка розраховують тільки на дію крутного моменту (табл. 3.2).

Форми приводних кінців робочих валків

Назва	Ескіз	Формула розрахунку на крутіння
Треф		$\tau_{кр.кнц\ влк.\ max} = \frac{M_{кр.кнц\ влк}}{0,07d_{кнц\ влк}^3} \leq [\tau]$
Лопаті		$\tau_{кр.кнц\ влк.\ max} = \frac{M_{кр.кнц\ влк}}{\beta_{кнц\ влк} s_{кнц\ влк}^3} \leq [\tau]$ $\beta_{кнц\ влк} = \begin{cases} 0,291 & \text{при } s_{кнц\ влк} / d_{кнц\ влк} = 0,7 \\ 0,235 & \text{при } s_{кнц\ влк} / d_{кнц\ влк} = 0,8 \end{cases}$ $s_{кнц\ влк} = (0,7 \dots 0,8) d_{кнц\ влк}$

Примітка: $\tau_{кр.кнц\ влк.\ max}$, МПа - напруга, що виникла на кінці робочого валка;

$[\tau]$, МПа - допустима дотична напруга; $\beta_{кнц\ влк}$ - Коефіцієнт форми приводного кінця; $s_{кнц\ влк}$ - Розмір по лисках приводного кінця

У всіх випадках максимальні дотичні напруги $\tau_{кр.кнц\ влк.\ max}$, що виникли від докладання до кінця робочого валка крутного моменту $M_{кр.кнц\ влк}$, не повинні перевищувати допустимих дотичних напруг $[\tau] = (0,5 \dots 0,6)[\sigma]$ (див. табл. 3.1).

Далі розраховують пружну деформацію робочого валка.

У опорі матеріалів прогин пружної балки визначають за теоремою Максвелла – Мора або теоремою Кастільяно. Відповідно до А.І. Целікову, найбільший прогин посередині робочого валка $f_{влк}$ визначається шляхом підсумовування прогину від дії згинальних моментів та прогину від дії поперечних сил:

$$f_{\text{влк}} = \frac{P_{\text{п}}}{384EJ_{\text{боч. руч}}} \left[8(L_{\text{боч}} + l_{\text{ш влк}})^3 - 4(L_{\text{боч}} + l_{\text{ш влк}})b_{\text{л}}^2 + b_{\text{л}}^3 + 64\left(\frac{l_{\text{ш влк}}}{2}\right)^3 \left(\frac{J_{\text{боч. руч}}}{J_{\text{ш влк}}} - 1\right) \right] + \frac{P_{\text{п}}}{\pi GD_{\text{боч. руч}}^2} \left[L_{\text{боч}} + l_{\text{ш влк}} - \frac{b_{\text{л}}}{2} + 2\left(\frac{l_{\text{ш влк}}}{2}\right) \left(\frac{D_{\text{боч}}^2}{d_{\text{ш влк}}^2} - 1\right) \right], \quad (1)$$

де E, G - модуль Юнга і модуль пружності матеріалу робочого валка при зсуві, для сталевих валків $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, $G = 0,45 \cdot 10^5$ МПа, для валків з легovanого чавуну $E = 1,5 \cdot 10^5$ МПа, $G = 0,82 \cdot 10^5$ МПа $J_{\text{боч. руч}}$ - момент інерції площі поперечного перерізу бочки валка, $J_{\text{боч. руч}} = \pi D_{\text{боч. руч}}^4 / 64$ - $J_{\text{ш влк}}$ момент інерції площі поперечного перерізу шийки валка, $J_{\text{ш влк}} = \pi d_{\text{ш влк}}^4 / 64$.

При холодній прокатці допускається найбільший прогин валка $f_{\text{влк}} = 0,05 \dots 0,30$ мм, а при гарячій - $f_{\text{влк}} = 0,3 \dots 1,0$ мм.

Приклад 2. Розрахувати на міцність і жорсткість профільований робочий валок сортового стану з розмірами бочки $L_{\text{боч}}$ і $D_{\text{боч}}$ шийки $l_{\text{ш влк}}$, $d_{\text{ш влк}}$ що прокатують заготовку круглого поперечного перерізу (рис. 3.4). Відомі сила прокатки $P_{\text{п}}$ і величина моменту, що крутить $M_{\text{кр. кнц влк}}$, прикладеного до приводного кінця робочого валка.

Рішення. Розрахункова схема профільованого валка є 2-опорною балкою AB , навантаженою зосередженою силою прокатки $P_{\text{п}}$, яка прикладена в середині калібру на відстані s до осі одного з натискних гвинтів. Ця відстань змінюється в залежності від того, в якому калібрі здійснюється прокатка. Опорні реакції R_A та R_B в точках A і B неоднакові за величиною: $R_A > R_B$. Якщо на бочці валка кілька струмків, необхідно знайти сили прокатки та перевірити розрахунком міцність валка у кожному калібрі.

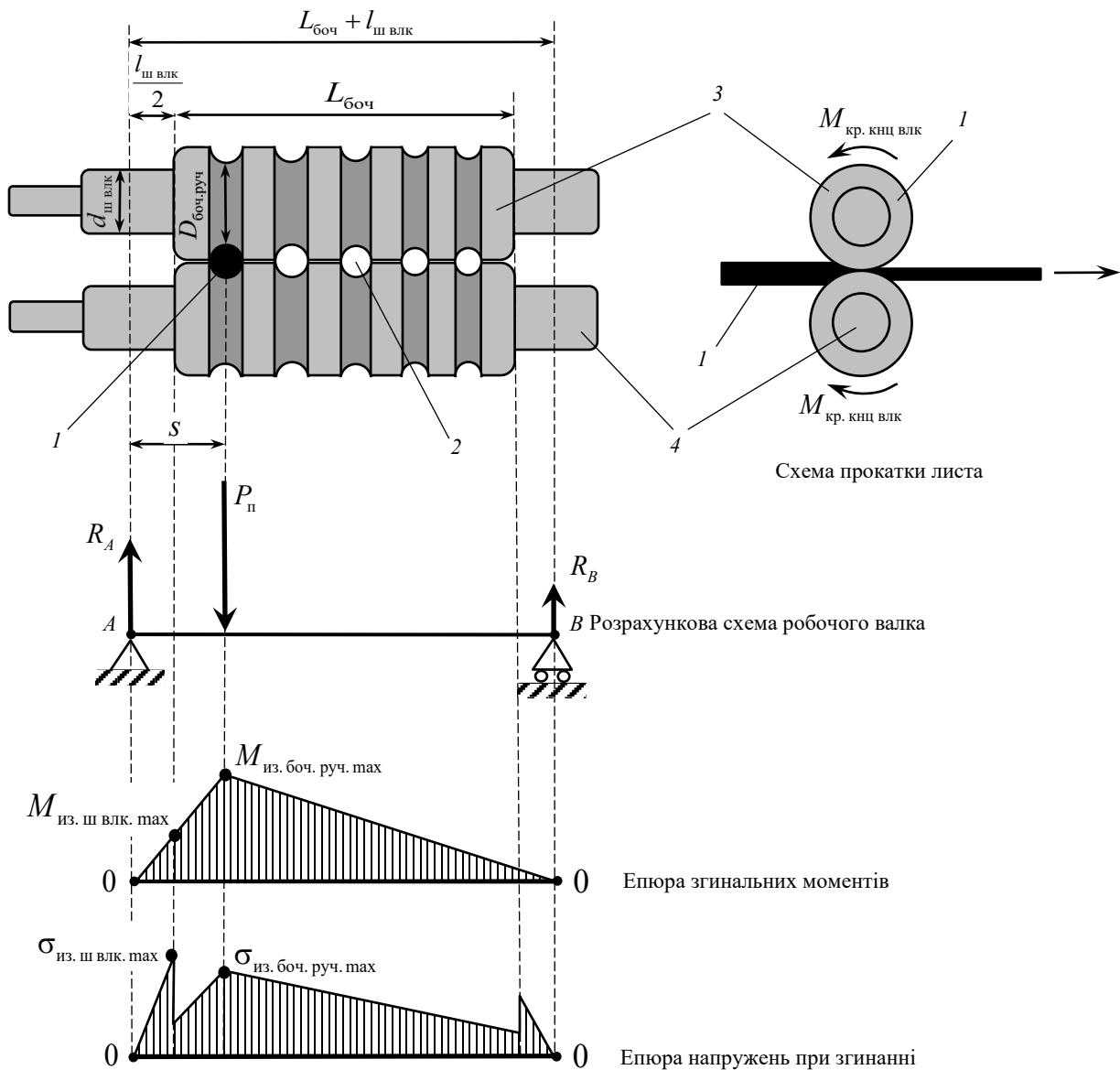


Рис. 3.4. Схема до розрахунку каліброваного валка: 1 — сортова заготовка; 2 — середній калібр; 3, 4 — бочка і шийка робочого валка s — відстань від осі калібру до осі натискного гвинта; R_A, R_B — опорні реакції в точках A и B ; $M_{\text{из. боч. руч. max}}$ — максимальний згинальний момент, що діє в небезпечному перетині бочки по дну рівчака; $\sigma_{\text{из. боч. руч. max}}$ — максимальне нормальне напруження

Максимальний згинальний момент у бочці валка при прокатці у відповідному калібрі

$$M_{\text{из. боч. max}} = R_A s = \frac{P_{\text{п}} (L_{\text{боч}} + l_{\text{ш.влк}} - s) s}{L_{\text{боч}} + l_{\text{ш.влк}}}$$

Максимальний згинальний момент у шийці валка

$$M_{\text{из. ш. влк. max}} = R_A \frac{l_{\text{ш. влк}}}{2} = \frac{P_{\text{п}} (L_{\text{боч}} + l_{\text{ш. влк}} - s) l_{\text{ш. влк}}}{2(L_{\text{боч}} + l_{\text{ш. влк}})}.$$

Найбільш несприятливим випадком щодо міцності шийки валка є прокатка в крайньому калібрі з боку приводного кінця валка, коли шийка валка схильна до вигину і кручення одночасно з найбільшими значеннями силових факторів.

В іншому перевіірочний розрахунок міцності сортового валка аналогічний розрахунку міцності листового гладкого валка стану дуо (див. приклад 1).

Визначення пружної деформації сортових валків зводиться встановлення величини розкриття калібру, тобто. розкриття калібру збільшення його розмірів у бік лінії дії сили прокатки. Розкриття калібру визначається значеннями прогинів валків від дії згинальних моментів та поперечних сил. Знання пружної деформації валків необхідне встановлення зазору між буртами валків при налаштуванні кліті. Зазор між буртами валків має бути більшим за значення пружної деформації кліті та зносу валків.

Формула для визначення прогину валка при прокатці заготовки в калібрі отримана на підставі теореми Максвелла - Мора:

$$f_{\text{влк}} = \frac{P_{\text{п}}}{12 (L_{\text{боч}} + l_{\text{ш. влк}})^2 E} \left\{ \frac{l_{\text{ш. влк}}^3 (L_{\text{боч}} + l_{\text{ш. влк}} - s)^2 + s^2 l_{\text{ш. влк}}^3}{2 J_{\text{ш. влк}}} + \frac{(2s - l_{\text{ш. влк}})(L_{\text{боч}} + l_{\text{ш. влк}} - s)^2 \left(\frac{l_{\text{ш. влк}}}{2} + 2s^2 + s l_{\text{ш. влк}} \right)}{J_{\text{боч. руч}}} + \frac{s^2 [2 (L_{\text{боч}} + l_{\text{ш. влк}}) - 2s - l_{\text{ш. влк}}] \left[2(L_{\text{боч}} + l_{\text{ш. влк}} - s)^2 + \frac{l_{\text{ш. влк}}}{2} + (L_{\text{боч}} + l_{\text{ш. влк}} - s) l_{\text{ш. влк}} \right]}{J_{\text{боч. руч}}} \right\} + \frac{1,18 P_{\text{п}}}{(L_{\text{боч}} + l_{\text{ш. влк}})^2 G} \left[\frac{(L_{\text{боч}} + l_{\text{ш. влк}} - s)^2 l_{\text{ш. влк}} + s^2 l_{\text{ш. влк}}}{2 A_{\text{ш. влк}}} + \frac{(L_{\text{боч}} + l_{\text{ш. влк}} - s)^2 \left(s - \frac{l_{\text{ш. влк}}}{2} \right) + s^2 \left(L_{\text{боч}} + l_{\text{ш. влк}} - s - \frac{l_{\text{ш. влк}}}{2} \right)}{A_{\text{боч. руч}}} \right]$$

де $A_{\text{ш. влк}}$ - площа небезпечного перерізу шийки валка $A_{\text{ш. влк}} = \pi d_{\text{ш. влк}}^2 / 4$; $A_{\text{боч. руч}}$ - Площа небезпечного перерізу бочки валка по дну струмка, $A_{\text{боч. руч}} = \pi D_{\text{боч. руч}}^2 / 4$.

Коли сила прокатки однакова у всіх калібрах, можна скористатися формулою (1), прийнявши, що прокатка здійснюється в середньому калібрі $b_{II} = 0$ (це найбільш несприятливий випадок прокатки щодо міцності і жорсткості валка). Тоді прогин валка

$$f_{\text{влк}} = \frac{P_{II}}{384 EJ_{\text{боч. руч}}} \left[8(L_{\text{боч}} + l_{\text{ш влк}})^3 + 64 \left(\frac{l_{\text{ш влк}}}{2} \right)^3 \left(\frac{J_{\text{боч. руч}}}{J_{\text{ш влк}}} - 1 \right) \right] +$$

$$+ \frac{P_{II}}{\pi G D_{\text{боч. руч}}^2} \left[L_{\text{боч}} + l_{\text{ш влк}} + 2 \left(\frac{l_{\text{ш влк}}}{2} \right) \left(\frac{D_{\text{боч. руч}}^2}{d_{\text{ш влк}}^2} - 1 \right) \right].$$

Розкриття калібру від пружної деформації двох валків одно $2f_{\text{влк}}$. Нижче наведено залежність сумарного прогину двох валків $2f_{\text{влк}}$ від відношення $L_{\text{боч}}/D_{\text{боч. руч}}$ для валків з розмірами при прокатці в середньому калібрі $D_{\text{боч. руч}} = 320$ мм, $d_{\text{ш влк}} = 160$ мм коли сила прокатки $P_{II} = 0,6$ МН.

Таким чином, робочі валки спочатку розраховують на міцність, жорсткість, а також на втомну довговічність, після чого для них підбирають підшипники ковзання або кочення, причому розміри підшипників у радіальному напрямку в площині дії навантажень, а отже, і вантажопідйомність обмежені відстанню між шийками валків.

Підшипники ковзання конструктивно виконуються двох типів: закриті та відкриті.

Підшипники ковзання закритого типу, ПШТ, набули в прокатці найбільш широкого поширення. При будь-яких швидкостях обертання робочого валка та силах прокатки між шийкою робочого валка та підшипником завжди зберігається масляна плівка, завдяки чому шийка валка ніби плаває в масляному шарі підшипника. Стан рідинного тертя забезпечується герметичністю конструкції підшипникового вузла з обробленими до дзеркального блиску поверхнями деталей, що труться. Коефіцієнт тертя в ПШТ дуже малий (0,001 ... 0,005), зносу поверхонь, що труться, практично немає, термін експлуатації ПШТ становить 10 ... 20 років. Зазначені показники значно вищі, ніж у роликівих

підшипників кочення. Крім того, ПШТ здатні сприймати великі питомі тиски та зберігати високу точність при високих швидкостях прокатки.

У прокатних станах застосовують підшипники ковзання відкритого типу з текстолітовими або металевими вкладишами (рис. 3.5).

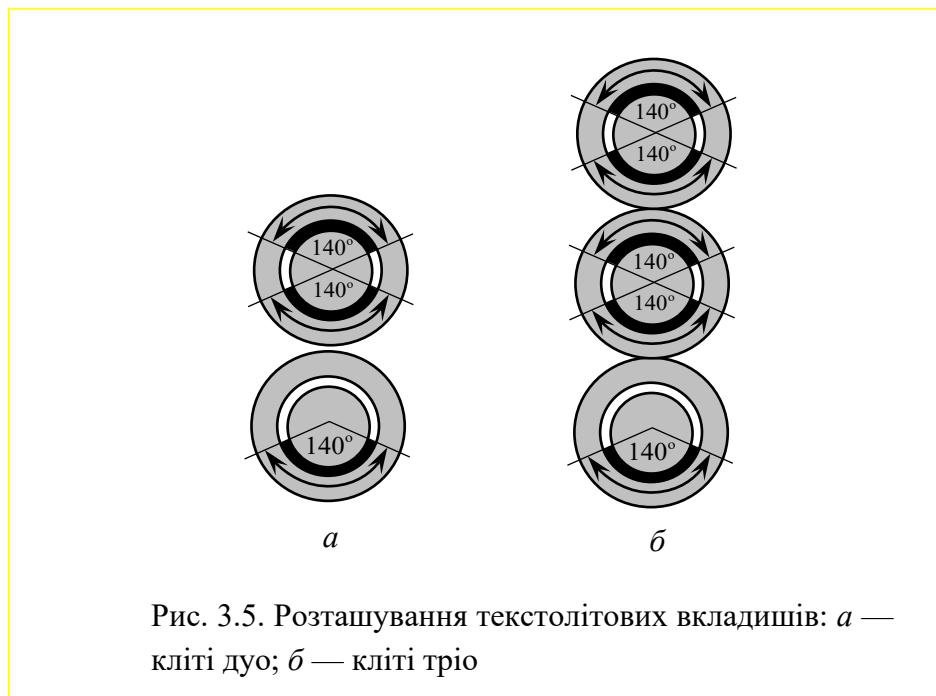


Рис. 3.5. Розташування текстолітових вкладишів: *a* — кліті дуо; *б* — кліті тріо

Текстоліт складається з шарів бавовняної тканини, просочених фенолформальдегідною смолою та спресованих у гарячому стані у прес-формах.

Текстолітові підшипники необхідно охолоджувати, щоб вони працювали при температурі не вище 60...80 °С, тому що при вищій температурі починається їхнє інтенсивне набухання і надалі обвуглювання.

Підшипники з текстоліту характеризуються надзвичайно малим коефіцієнтом тертя (у 10 - 20 разів меншим, ніж бронзові), який при великих швидкостях обертання майже дорівнює коефіцієнту тертя роликових підшипників. Коефіцієнт тертя бронзових підшипників - 0,06 ... 0,10; роликових - 0,002 ... 0,005; текстолітових - 0,004 ... 0,006.

Основні вкладки встановлюють відповідно до напрямку сили прокатки. Під шийкою верхнього валка для сприйняття його маси при неодруженому ході передбачений додатковий включення. У підшипниках нижнього валка вкладиші над шийками відсутні: ший зверху закриті захисним кожухом.

Текстолітовий вкладиш може бути виготовлений як окремо, так і разом із фланцем як єдине ціле (рис. 3.6).

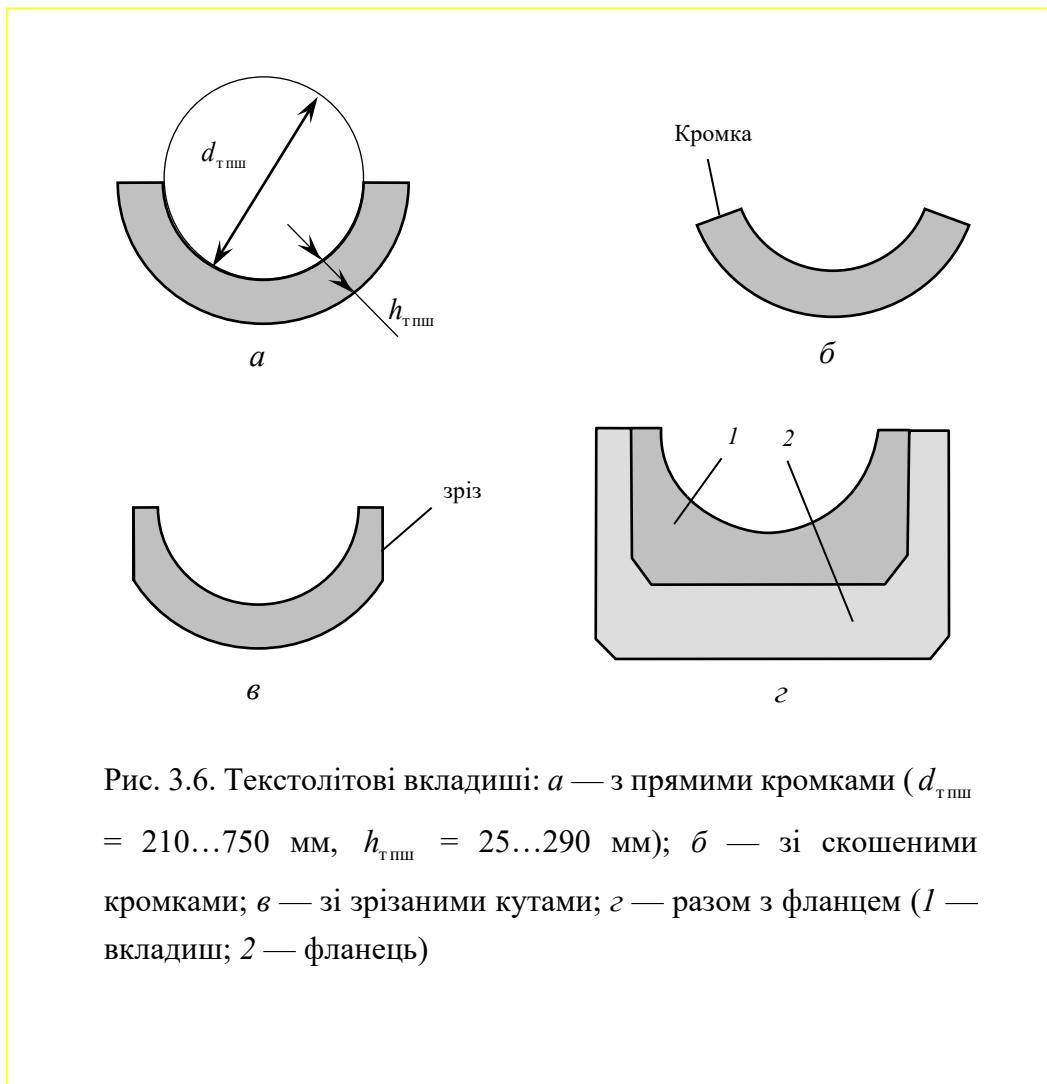


Рис. 3.6. Текстолітові вкладиші: *а* — з прямими кромками ($d_{\text{тпш}} = 210\dots750$ мм, $h_{\text{тпш}} = 25\dots290$ мм); *б* — зі скошеними кромками; *в* — зі зрізаними кутами; *г* — разом з фланцем (*1* — вкладиш; *2* — фланець)

Основний недолік текстолітових підшипників полягає в їх малій жорсткості, що ускладнює налаштування та отримання прокату необхідної точності.

Підшипники кочення можуть бути кульковими, роликівими чи голчастими; як валкові опори часто застосовуються дворядні сферичні підшипники кочення і чотирирядні роликотпдшипники. Для сприйняття осьових навантажень на одному або двох кінцях валка встановлюють радіально-упорні підшипники кочення.

При конструюванні прокатних станів підшипники кочення підбирають із числа стандартних за умовними формулами. Нижче викладається методика

вибору підшипників, прийнята вітчизняними стандартами та Міжнародною організацією зі стандартизації (ІСО).

Основною характеристикою підшипника є $\Gamma_{\text{пш}}$ динамічна вантажопідйомність, яка залежить від матеріалу, розмірів і конструкції підшипника і емпірично пов'язана з ресурсом роботи підшипника:

$$D_{\text{пш}} = \left(\frac{\Gamma_{\text{пш}}}{P_{\text{э. пш}}} \right)^3 - \text{для кулькових підшипників;}$$

$$D_{\text{пш}} = \sqrt[3]{\left(\frac{\Gamma_{\text{пш}}}{P_{\text{э. пш}}} \right)^{10}} - \text{Для роликових підшипників.}$$

де $D_{\text{пш}}$ - ресурс (довговічність), млн. оборотів; $P_{\text{э. пш}}$ - Еквівалентне навантаження на підшипник.

Розрізняють підбір підшипників по динамічній вантажопідйомності для попередження руйнування втоми (вифарбовування) і по статичній вантажопідйомності для попередження залишкових деформацій.

При виборі типорозміру підшипника для заданих умов роботи повинні бути враховані такі фактори: величина та напрямок навантаження (радіальна, осьова чи комбінована); характер навантаження (постійне, змінне, вібраційне або ударне); частота обертання внутрішнього кільця підшипника; необхідна довговічність, виражена в годинах чи мільйонах обертів; температура, вологість та запиленість навколишнього середовища тощо.

Вибір підшипника проводять у наступній послідовності: спочатку намічають тип, визначають типорозмір підшипника, що задовольняє величині та напрямку діючих навантажень, частоті обертання та необхідному терміну служби, а потім призначають клас точності підшипника з урахуванням особливих вимог до точності обертання вузла. Якщо таких немає, то приймають нормальний клас точності.

Потім, враховуючи необхідний термін служби, розраховують необхідну динамічну вантажність, після чого конкретизують за каталогом типорозмір підшипника та його габаритні розміри.

Розрахунок та вибір підшипників опор прокатних валків має свої особливості. Радіальне навантаження від сили прокатки сприймається основним, а осьове - допоміжним підшипником. Основний підшипник зазвичай чотирирядний з конічними або циліндричними роликами, а допоміжний - радіально-упорний або завзятий. Якщо у вузлі встановлені кілька однакових рівномірно навантажених підшипників, його динамічну вантажопідйомність визначають наступним чином:

$$\Gamma_{\text{пш уз}} = \Gamma_{\text{пш}} \sqrt[10]{n_{\text{пш}}^7} - \text{для кулькових підшипників};$$

$$\Gamma_{\text{пш уз}} = \Gamma_{\text{пш}} \sqrt[9]{n_{\text{пш}}^7} - \text{для роликових підшипників},$$

де $n_{\text{пш}}$ - Число підшипників.

До конструкції підшипникових вузлів пред'являють такі вимоги як зручність та швидкість збирання-розбирання вузла; високі радіальна та осьова жорсткості; посадка деталей без проміжків. Крім того, у підшипникових вузлах повинні бути передбачені ущільнення для запобігання витіканню мастила.

$$f_{\text{ниж п ст}} = \frac{Yl_{\text{ниж п ст}}^3}{48EJ_{\text{ниж п ст}}} \left(1 - 6 \frac{M_{\text{из B}}}{Yl_{\text{ниж п ст}}} \right) + 0,8 \frac{Yl_{\text{ниж п ст}}}{EA_{\text{ниж п ст}}};$$

$$f_{\text{с ст}} = \frac{Yl_{\text{с ст}}}{2EA_{\text{с ст}}}$$