

ДЕРЖАВНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ
УКРАЇНИ

На правах рукопису

КЛЕВЦОВ Олег Михайлович

УДОСКОНАЛЕННЯ ТА ВПРОВАДЖЕННЯ
ЕЛЕМЕНТІВ НАТИСКНИХ ПРИСТРОЇВ
ПІДВИЩЕНОЇ НАДІЙНОСТІ ОБТИСКНИХ СТАНІВ
ТА РОЗРОБКА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ
ЇХ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ

Спеціальність 05.16.08 — Машини та агрегати
металургійного виробництва

А в т о р е ф е р а т

дисертації на здобуття наукового ступеню
кандидата технічних наук

Дніпропетровськ, 1995

02.11

AB 33.211

Дисертація є рукопис
Робота виконана на кафедрі машин та агрегатів металургій-
ного виробництва Державної металургійної академії України

Науковий керівник - доктор технічних наук, професор
Цапко Валерій Костянтинович

ЛНБ України ім.В.Стефаника



00761472 (R)

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Большаков Вадим Іванович

кандидат технічних наук, доцент
Смірнов Геннадій Федорович

Провідне підприємство - металургійний завод ім. Петровсько-
го, м. Дніпропетровськ

Захист відбудеться "17" жовтня 1995 р. в 12³⁰

на засіданні спеціалізованої вченої ради Д.03.11.02
в Державній металургійній академії України

за адресою : 320635, м. Дніпропетровськ, пр. Гагаріна, 4

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Державної ме-
талургійної академії України

за адресою: м. Дніпропетровськ, пр. Гагаріна, 4

Автореферат розісланий "16" вересня 1995 року

В.о. вченого секретаря
спеціалізованої вченої ради
ДНБ технічних наук,
професор ДН України

Губинський В.Й.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. Сучасний етап розвитку виробництва сталюого листу характеризується вимогами по зниженню собівартості продукції. Ця задача вирішується шляхом створення надійних та високоефективних листопрокатних станів. Підвищення ефективності роботи листопрокатних станів, поряд з технологічними заходами, пов'язано із зниженням витрат на їх експлуатацію. Таке зниження витрат можливо при докорінній реконструкції, а іноді і при створенні принципово нового обладнання, зокрема натискних пристроїв обтискних та товстолистових прокатних станів. До останніх механізмів пред'являються високі вимоги щодо продуктивності, надійності та точності переміщення валку. Створені у нашій країні та за кордоном пристрої для переміщення прокатних валків у повній мірі не задовольняють сучасним задачам і потребують нових конструктивних рішень по цілому ряду вузлів та елементів.

Актуальність досліджень, що спрямовані на удосконалення цих конструктивних елементів, і у першу чергу передач "гвинт-гайка" натискних пристроїв, підтверджується неперервним зростанням витрат на підтримання їх у робочому стані. Зростання цих витрат пов'язано із підвищенням коштовності металів, що використовуються на ремонтні потреби. Тому створення елементів цих пристроїв з раціональними конструктивними параметрами які забезпечували б високу продуктивність та експлуатаційну надійність, є важливою задачею, що становить науковий і практичний інтерес.

Ціль роботи. Удосконалення та впровадження елементів натискних пристроїв обтискного стану на основі оцінки навантаженості та розроблених методик вибору конструктивних параметрів їх основних деталей.

Загальна методика виконання роботи. Результати роботи одержані на основі комплексних теоретичних та експериментальних досліджень взаємозв'язку конструктивних та експлуатаційних параметрів елементів натискних пристроїв обтискного стану. Експериментальні дослідження проводились на слябінзі "1150" комбінату "Запоріжсталь" із застосуванням сучасних вимірювальних приладів, обладнання та апаратури. Результати експериментів оброблені за допомогою методів математичної статистики в імовірнісному аспекті.

У роботі використані положення теорії імовірності, опору матеріалів, деталей машин, гідравліки та методу кінцевих елементів. Правильність основних теоретичних положень і побудованих математичних моделей має експериментальне підтвердження.

Наукова новизна роботи полягає в розробленні методик вибору геометричних розмірів елементів натискної гайки з гідростатичним ефектом, оптимальних розмірів профіля різьби передач "гвинт-гайка" за критерієм мінімуму витрат на одиницю виготовленої продукції, а також інженерної методики визначення раціональних міжглядових періодів натискних механізмів.

Наукові положення, розроблені особисто дисертантом та новизна пропонуємої дисертаційної роботи.

1. Визначення реальних режимів навантаження натискного пристрою горизонтальної кліті слябінгу.

2. Конструктивне рішення та методика вибору геометричних розмірів масляних порожнин натискної гайки з гідростатичним ефектом на момент закінчення кожного проходу заготовки.

3. Методики визначення оптимальних розмірів профілю різьби для передач "гвинт-гайка" за критерієм мінімуму витрат на одиницю виробленої продукції щодо різних варіантів заміни гайок.

4. Методика вибору параметрів профілю різьби передач "гвинт-гайка", яка урахує імовірносний характер інтенсивності зносу поверхней тертя.

5. Заснована на імовірносній картині процесу зносу поверхней тертя передач "гвинт-гайка" інженерна методика визначення міжглядових періодів натискних механізмів.

Практична цінність та реалізація результатів роботи. Запропоновані в роботі рекомендації на вибір міжглядових періодів натискних гайок, оптимальним розмірам профілю різьб передач "гвинт-гайка" натискних пристроїв та раціональні параметри гідросистем зрівноваження прокатних валків і шпінделя впроваджені на слябінгу "1150" комбінату "Запоріжсталь". Використання передач натискних механізмів з розрахованими параметрами дозволить зменшити витрати на їх експлуатацію на 34 - 54%. Економічний ефект від впровадження вказаних розробок складає 150 млн. крб. в рік.

Апробація роботи. Матеріали дисертаційної роботи докладені і обговорені на науково-технічних нарадах НВО "Черметмеханізація" (м. Дніпропетровськ, 1994р.), комбінату "Запоріжсталь" (м.

Запоріжжя, 1995 р.), об'єднаному науковому семінарі кафедри машин та агрегатів металургійного виробництва Державної металургійної академії України (м. Дніпропетровськ, 1995 р.).

Публікації. Основний зміст дисертаційної роботи опубліковано у 4 статтях.

Структура і об'єм роботи. Дисертація складається із вступу, чотирьох глав, заключення, бібліографічного списку та додатка. Робота викладена на 165 сторінці машинописного тексту, в тому числі містить 41 малюнок, бібліографічний список із 104 найменувань та результати експериментальних замірів у додатку на 8 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

1. Експлуатаційна надійність та аналіз конструкцій натискних механізмів прокатних станів

Надто важкі умови роботи натискних механізмів прокатних станів висувають вимоги щодо підвищення експлуатаційної надійності, швидкодії та зменшення витрат на їх експлуатацію. Вивченням цих питань займаються багато інститутів та фірм: НДІМетМаш, НВО "Черметмеханізація", АТ "Новокраматорський машинобудівний завод", "Уральський полімеханічний інститут", "F Krupp", "Mannesman - Demag - Sack", "Schloeman - Siemag", "Clesim", "Сініпон сейпецу", "Хітаті". Вагомий внесок у вирішення цієї проблеми зробили А.І. Целіков, А.А. Корольов, Г.М. Краузе, М.І. Ваїмов, В.І. Сафонов, А.В. Вогоявленський та багато інших.

У вітчизняних та закордонних прокатних станах знайшли використання різні типи пристроїв для установлювання валків. Різноманітність та складність цих пристроїв призвели нас до розробки класифікацій, в яких знайшло відображення їх поділ як по технологічним, так і по конструктивним ознакам. У пропонуємих класифікаціях ураховані сучасні досягнення техніки щодо прокатного устаткування.

Проаналізовані в цьому розділі конструктивні особливості натискних пристроїв, і зокрема натискних гайок, дозволили зробити висновок, що не дивлячись на велику кількість конструкцій, їх технічний рівень не задовольняє вимогам, які постійно зростають. Вибір конструктивних параметрів натискних пристроїв, у

багатьох випадках, проводився без урахування особливостей їх роботи в прокатних агрегатах. Такий підхід до проектування, знижував експлуатаційну довговічність та призводив до збільшення витрат на підтримання у робочому стані натискних пристроїв.

Проведений огляд досліджень натискних пристроїв обтискних станів дозволив виявити, що найменш роботоспроможним вузлом є натискний гвинт та гайка, котрі потребують модернізації. Для вирішення питань, пов'язаних з визначенням термінів на профілактичне обслуговування та удосконалення графіків ремонту цих вузлів, був виконаний аналіз статистичних даних на експлуатаційний знос різби кожної конструктивно-функціональної групи натискних гайок слябінгу "1150" к-ту "Запоріжсталь". Такий аналіз дозволив одержати у імовірносному аспекті повну картину їх зносу.

Запропонована автором, методика визначення раціональних міжоглядових періодів, основана на імовірнісній картині зносу, дозволила скоротити кількість проведення вимірів зносу різби, обґрунтовано планувати заміни натискних гайок, гарантуючи відсутність несподіваних відмовлень.

2. Оцінка навантажень на деталі натискного пристрою та шляхи їх зниження

Надійність роботи та довговічність основних вузлів натискного пристрою значно залежить від режимів їх навантаження, у тому числі і від зусиль перерівноваження прокатного валка. Визначення зусиль перерівноваження було здійснено за допомогою месдов, які забезпечували обмеження деформації діафрагм з тензодатчиками при навантаженнях, діючих при прокатці заготовок, і значну їх пружку деформацію при малих зусиллях. Результати експериментальних досліджень режимів навантаження натискного пристрою горизонтальних валків слябінгу "1150" при прокатці низьковуглецевих злитків показали, що ці зусилля мають динамічний характер і пов'язані з конструкцією та роботою системи перерівноваження прокатного валка та шпінделя.

Установлено, що у періоди поміж прокаткою злитків правий натискний гвинт навантажений приблизно у 2 рази більше ніж лівий. Таке нерівномірне навантаження гвинтів призводить до більш низької довговічності правої гайки.

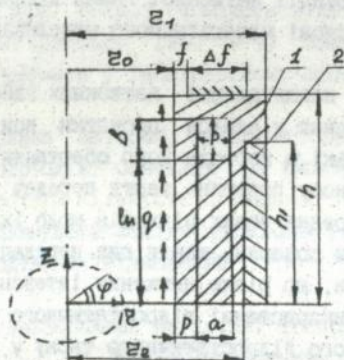
На основі аналізу експериментально здобутих даних щодо роботи зрівноважувальних пристроїв, запропоновано змістити циліндр зрівноважування валку у сторону, протилежну від головного приводу кліті, а також збільшити прохідні перерізи трубопроводів у ланцюгах живлення циліндрів зрівноважування горизонтальної кліті у 1,5 - 2,9 рази. Переведення цих трубопроводів на більший переріз дозволить стабілізувати зусилля перерівноважування валка та шпінделя, підвищити довговічність елементів натискного пристрою.

3. Розробка конструкції натискної гайки підвищеної надійності на основі математичного моделювання

Специфічні режими навантаження натискних гайок обтискних станів (високі навантаження у період прокатки при нерухомому гвинті та порівняно низькі в періоди його обертання) призводять до нестандартних схем зносу поверхнь тертя передач "гвинт-гайка", і потребують створення нових підходів щодо їх проектування. Огляд систем мащення поверхнь тертя цих передач, що виконаний, дозволив визначити, що різке зниження інтенсивності зносу їх різьби можливо при використанні гідростатичного ефекту. Можливість створення великого гідростатичного тиску у розглядаємому механізмі та використання його для зниження зносу поверхнь тертя в процесі прокатки заготовок, була підтверджена натурним експериментом на листопркатному стані "1840".

На основі дослідження причин низької довговічності натискних гайок була розроблена конструкція, що забезпечує по закінченні кожного проходу заготовки подачу до робочої зони різьби, під тиском, порції мастила. Натискна гайка, що пропонується, окрім існуючого бандажу і водоохолодження, обладнана двома масляними порожнинами, що сполучені між собою через зворотний клапан та розташовані на її протилежних торцях. Нижня порожнина сполучена з робочими поверхнями різьби за допомогою масляних каналів. Подача мастила у верхню порожнину від системи низького тиску також здійснюється через зворотний клапан. Принцип роботи натискної гайки, що пропонується, міститься у використанні пружкої деформації її тіла при навантаженні, для створення високого тиску мастильної рідини і подачі мастила на робочу поверхню різьби в момент закінчення прокатки заготовки.

Для визначення раціональних конструктивних параметрів гайки з гідростатичним ефектом була розглянута математична модель її напружено-деформованого стану (мал. 1). Масляна порожнина, що розташована біля нижнього торця гайки, приймалася недеформованою і у розрахунках деформованого стану брався до уваги лише її об'єм, що заповнюється мастилом. Сумарна величина розподіленого навантаження на внутрішній поверхні тіла q була прийнята такою, що чисельно дорівнює зусиллю на натискному гвинті, а максимальний тиск мастила у порожнинах гайки, що виникає під дією зусилля прокатки, визначалось із виразу:



Мал.1. Розрахункова схема натискної гайки з гідростатичним розмиканням поверхнь тертя
1 - бронзова частина; 2 - сталевий бандаж

$$P = \frac{\Delta V}{k_c \Sigma V}, \quad (1)$$

де ΔV - зміна об'єму порожнини, визначалося по величині переміщення її стінок; $\Sigma V = \text{const}$ - початковий об'єм мастила у тілі гайки, його величина задавалася за допомогою вставленого у порожнину твердого тіла; k_c - коефіцієнт об'ємного стиснення мастила.

Внаслідок осової симетрії деформований стан натискної гайки характеризується компонентами U_r , U_z вектору малих переміщень, і компонентами ϵ_r , ϵ_φ , ϵ_z , ϵ_{rz} тензора малих дефор-

мацій, а напружений стан визначається компонентами b_r ; b ; b_z ; b_{rz} тензора напружень, котрі повинні задовольняти слідуочій системі 10 диференційних рівнянь у часткових похідних:

Двом рівнянням рівноваги

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial b_r}{\partial r} + \frac{\partial b_{rz}}{\partial z} + \frac{b_r - b}{r} = 0; \\ \frac{\partial b_{rz}}{\partial r} + \frac{\partial b_z}{\partial z} + \frac{b_{rz}}{z} = 0. \end{array} \right. \quad (2)$$

Чотирьом відношенням Коши

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_r = \frac{\partial U_r}{\partial r}; \quad \varepsilon_z = \frac{\partial U_z}{\partial z}; \\ \varepsilon_\varphi = \frac{U_r}{r}; \quad \varepsilon_{rz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_r}{\partial z} + \frac{\partial U_z}{\partial r} \right). \end{array} \right. \quad (3)$$

Чотирьом відношенням узагальненого закону Гука

$$\left\{ \begin{array}{l} b_r = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \theta + \frac{E}{2(1 + \nu)} \varepsilon_r; \\ b_z = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \theta + \frac{E}{2(1 + \nu)} \varepsilon_z; \\ b_\varphi = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \theta + \frac{E}{2(1 + \nu)} \varepsilon_\varphi; \\ b_{rz} = \frac{E}{1 + \nu} \varepsilon_{rz}, \end{array} \right. \quad (4)$$

де $\theta = \varepsilon_r + \varepsilon_\varphi + \varepsilon_z$,

Граничні умови, які відповідають описаним вище навантаженням та умовам роботи гайки, прийняті такими:

на внутрішній поверхні гайки: $\sigma_{rz} = q$, $\sigma_r = 0$

на поверхні внутрішньої порожнини:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \sigma_r = -p, & \sigma_{rz} = 0 \quad - \text{ на вертикальних стінках;} \\ \sigma_z = -p, & \sigma_{rz} = 0 \quad - \text{ на горизонтальних стінках,} \end{array} \right.$$

на поверхні верхнього торцю, де здійснюється защемлення

$$U_r = U_z = 0,$$

на лишившихся поверхнях тіла

$$\left\{ \begin{array}{ll} \sigma_r = 0, & \sigma_{rz} = 0 \quad - \text{ на вертикальних стінках;} \\ \sigma_z = 0, & \sigma_{rz} = 0 \quad - \text{ на горизонтальних стінках,} \end{array} \right.$$

умова неперервності переміщень та напружень на поверхні розділення бронзової гайки та сталюого бандажу:

на вертикальному відрізку

$$U_r^{(1)} = U_r^{(2)}, U_z^{(1)} = U_z^{(2)}, \sigma_r^{(1)} = \sigma_r^{(2)}, \sigma_{rz}^{(1)} = \sigma_{rz}^{(2)},$$

на горизонтальному відрізку

$$U_r^{(1)} = U_r^{(2)}, U_z^{(1)} = U_z^{(2)}, \sigma_r^{(1)} = \sigma_r^{(2)}, \sigma_{rz}^{(1)} = \sigma_{rz}^{(2)}.$$

Вирішення запропонованих рівнянь велося чисельними методами з використанням алгоритму, що базовано на варіаційному формулюванні крайової задачі теорії пружності та полягає у кінцевоелементній дискретизації екстремальної задачі з наступним рішенням виникаючої кінцевомірної задачі мінімізації. Різні варіанти розмірів масляної порожнини та місця защемлення гайки (f , Δf , a , b , ρ , ξ), що задаються, брали до заліку ряд консервативних обмежень. Додатково здійснювалася перевірка матеріалу гайки на умову відсутності пластичної деформації. Пошук раціональних розмірів порожнини зводився до визначення максимально можливої зміни її об'єму під навантаженням q .

Результати математичного моделювання напружено-деформованого стану тіла пропонуємої гайки, дозволили, при збереженні існуючих габаритних розмірів гайки, визначити раціональні розміри її порожнин. Якщо зусилля прокатки на гвинті $F_{пр}$ дорівнює 13×10^3 кН, то об'єм рідини, що витиснена на поверхню різьби

буде складати $1,76 \times 10^{-6} \text{ м}^3$ за цикл навантаження, що цілком задовільно для забезпечення гідростатичного ефекту. Відзначено, що незначна зміна любого з параметрів (розмірів) що варіюється, не призведе до різкого зменшення витискаемого об'єму та тиску мастила.

4. Вибір оптимальних конструктивних параметрів гвинтових пар натискних пристроїв

До проведення цих досліджень порядок проектування передач "гвинт-гайка" натискних пристроїв обтискних станів базувався на схемах та методах розрахунку, що себе добре зарекомендували та прийняті у загальному машинобудуванні. Як правило, вибір значень окремих параметрів передач, у тому числі і конструктивних розмірів різьби, вівся по результатах аналізу роботи аналогічних механізмів і носив суб'єктивний характер.

На основі аналізу основних принципів вибору оптимальних параметрів металургійних пристроїв у якості основного критерію на визначення конструктивних розмірів профілю різьби було прийнято показник мінімуму витрат на одиницю продукції (роботи). При одночасному зносі різьби гвинта та останньої з почергово встановлюємих гайок, до мінімально допустимих розмірів (мал.2), питомі витрати на експлуатацію вузла визначаються за виразом:

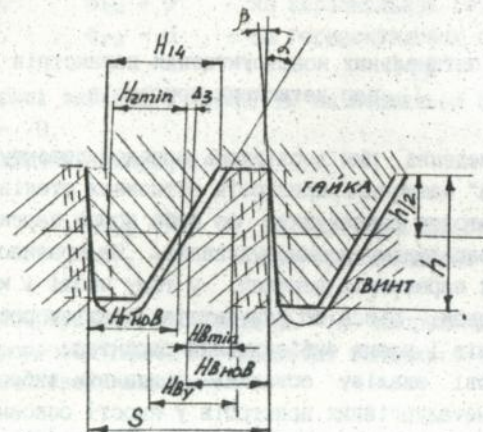
$$A = \frac{I (K_{\Gamma} + K_{\Upsilon}) + K_{\Gamma\text{В}}}{\sum_{i=1}^I t_{\Gamma i}}, \quad (5)$$

де K_{Γ} , $K_{\Gamma\text{В}}$, K_{Υ} - відповідно витрати на виготовлення гайки, гвинта та установлювання вузла в станину; $t_{\Gamma i}$ - термін служби i -ої гайки; i - порядковий номер заміни гайки, рахуючи, що остання з установлюємих гайок - перша ($i=1$); I - кількість заміни гайок що припадає на один гвинт.

Вибір оптимального профілю різьби гвинтової передачі проводився для наступних варіантів змін гайок:

1. Коли профіль різьби кожної гайки лишався незмінним при їх замінах ($H_{\Gamma i} = \text{const}$; $t_{\Gamma i} = \text{const}$).

2. Коли висота профілю кожної наступної гайки збільшувала-



Мал.2. До вибору параметрів різьби гвинтової пари (пунктирними лініями показано знос витків в процесі експлуатації)

ся на величину зносу різьби гвинта, унаслідок його експлуатації в попередніми гайками.

Для першого варіанту заміни гайок оптимальна висота первісного профілю різьби нового гвинта дорівнювала:

$$H_{ГВ\text{ нов}} = \frac{H_{ГВу}}{2} + \frac{(S - \Delta_3 - H_{Гу} - a_0)\sqrt{M_{ГВ} a_1}}{a_1 + \sqrt{M_{ГВ} a_1}}, \quad (6)$$

а нових гайок

$$H_{Г\text{ нов}} = H_{Гу} - \frac{H_{ГВу}}{2} + a_0 + \frac{a_1 (S - \Delta_3 - H_{Гу} - a_0)}{a_1 + \sqrt{M_{ГВ} a_1}}, \quad (7)$$

при величинах кутів профілю, що визначені за умовою

$$\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta = \frac{H_{ГВу}}{2},$$

де $M = K_{ГВ}/(K_{Г} + K_{У})$; $a_0, a_1, B_{ГВ}$ - коефіцієнти, що характеризують функцію інтенсивності зносу гайки та гвинта.

Початкова висота профілю різьби нового гвинта у випадку виготовлення комплекту гайок з різною висотою профілю має бути

$$H_{ГВ} \min^+ (S - H_{ГВ} \min - H_{Г} \min - \Delta z - a_0) \frac{B_{ГВ} I_{\text{опт}}}{a_1} \sum_{i=1}^i \left(\frac{a_1}{B_{ГВ} + a_1} \right)^i x. \quad (8)$$

Оптимальна початкова висота профілю різьби кожної з гайок визначалась із виразу:

$$H_{Гi} = S - H - H_{ГВ} \min - H_{ГВ} \min - \Delta z - \sum_{i=1}^{i=k} (B_{ГВ} t_{Гi}). \quad (9)$$

Визначення оптимальної кількості заміन гайок $I_{\text{опт}}$ для останнього випадку установлення гайок вівся чисельним методом, шляхом пошуку мінімуму перетвореної функції (1).

Аналіз одержаних виразів показав, що мінімальні питомі витрати на експлуатацію натискного вузлу при різних імовірностях інтенсивності зносу спостерігаються при різних висотах початкового профілю різьби гайки. Так як не було можливості задалегідь визначити імовірність появи того чи іншого значення інтенсивності зносу P , то для пошуку оптимальних розмірів профілю різьби запропоновано використання функції, що чисельно дорівнює середньому значенню питомих витрат на експлуатацію вузла

$$F(H_{Гi}) = \int_{P_0=0}^{P_1=1} A dP. \quad (10)$$

Автором визначені конструктивні параметри різьб при рівномірних законах розподілу коефіцієнтів, що характеризують інтенсивність зносу (такі закони спостерігаються у деяких передачах гвинт-гайка натискних пристроїв слябінгу "1150"). В роботі показано, що визначення параметрів таких передач з 50% імовірністю інтенсивності зносу дає дещо більші витрати на експлуатацію, чим при розмірах різьби, що визначені із заліком усього можливого спектру інтенсивності зносу поверхнь тертя гвинта та гайки.

У теперішній час виготовлені та експлуатуються на натискних пристроях слябінгу "1150" к-ту "Запоріжсталь" передачі "гвинт-гайка" з оптимальними параметрами Нг нов. Н гв нов. α. Перехід до передач з рекомендованими параметрами дозволили знизити витрати на експлуатацію натискних механізмів на 34 - 54% в залежності від їх місцезнаходження.

ЗАКЛЮЧЕННЯ

1. На основі аналізу результатів досліджень в галузі проектування та експлуатації, вивчення надійності та конструктивних особливостей пристроїв для установлення валків обтискних та листопрокатних станів, зроблено висновок на необхідність удосконалення та оновлення їх основних вузлів та деталей.

2. На основі аналізу статистичних даних щодо експлуатаційного зносу різьби натискних гайок слябінгу було визначено їх раціональні міжоглядові періоди, що дозволило скоротити кількість здійснюваних замірів зносу різьби та обґрунтовано планувати заміни, гарантуючи відсутність раптових відказів.

3. Експериментальними дослідженнями у виробничих умовах установлені режими навантаження елементів натискного пристрою горизонтальної кліті слябінгу та вплив на його роботу зрівноважувальних пристроїв валка та шпінделю. Показана можливість збільшення довговічності натискних гайок шляхом зниження навантажень на натискні гвинти горизонтальної кліті слябінгу за рахунок реконструкції зрівноважувальних пристроїв.

4. На основі аналізу конструктивних рішень на засоби змазування передач "гвинт-гайка", розроблена натискна гайка із гідростатичним ефектом у мить закінчення проходу заготовки у валках. Запропонована математична модель, що описує роботу розробленої гідростатичної гайки. Аналіз результатів одержаних на цій моделі показав можливість створення високоефективної натискної гайки та дозволив визначити раціональні конструктивні параметри її масляних порожнин.

5. Запропоновані залежності для вибору оптимальних висоти та кутів профілю різьб передач "гвинт-гайка" з заданою інтенсивністю зносу її поверхні тертя щодо різних варіантів заміни натискних гайок. Як основний критерій визначення цих розмірів використано показник мінімуму витрат на одиницю продукції. Використання

передач натискних механізмів з оптимальними розрахунковими розмірами різьб дозволило знизити витрати на експлуатацію цих вузлів на 34 - 54%.

6. Запропоновано методику та одержані залежності на визначення оптимального профілю різьби передач "гвинт-гайка" із заліком усього спектру інтенсивності зносу поверхнь тертя в імовірносному аспекті.

7. Рекомендації на вибір міжоглядових періодів щодо натискних гайок, оптимальних розмірів профілю різьб передач "гвинт-гайка" натискних пристроїв та раціональних параметрів гідросистем зрівноважування валка та шпінделя впроваджені на слябінзі "1150" комбінату "Запоріжсталь".

Економічний ефект від впровадження заходів складає 150 млн крб в рік.

Головний зміст дисертації опубліковано у роботах:

1. Анализ стойкости винтовых пар нажимных механизмов сляббинга "1150" к-та "Запорожсталь" / В.К.Цапко, В.И.Гриневич, И.Г.Махницкий, О.М.Клевцов //Металлург. и горноруд. пром - ность. - 1994. - № 4. - С. 56 - 57.

2. Выбор оптимальных параметров винтовых пар нажимных устройств обжимных станов / В.К.Цапко, О.М.Клевцов, И.Г.Махницкий, В.И.Гриневич // Metallurg. и горнорудн. пром - ность. - 1994. - № 1. - С.51 - 53.

3. Влияние профиля резьбы передачи "винт-гайка" нажимных устройств на эксплуатационные затраты /Клевцов О.М., Махницкий И.Г., Гриневич В.Н., Цапко В.К.// Гос. металлург. академия Украины, 1995. - 8 с. Деп. в ГНТБ Украины 02.03.95. № 553 - Ук 95

4. Оптимальная долговечность тяжелоагруженных передач "винт-гайка" нажимных устройств обжимных станов /Цапко В.К., Махницкий И.Г., Гриневич В.Н., Клевцов О.М.// Гос. металлург. академия Украины, 1995. - 11 с. - Деп. в ГНТБ Украины 02.03.95, №559 - Ук 95.

Klevtsov O.M. "The elements of pressuring mechanisms of the mill with heightened reliability perfection and introduction"

The candidates of technical science dissertation in the field of machines and units of metallurgic production (speciality # 05.16.08), State Metallurgic Academy of Ukraine, Dnepropetrovsk, 1995.

This dissertation work is the manuscript.

In course of the theoretical and experimental research of the operational reliability and loading of the elements of the pressuring mechanisms have defined the wear of the pair "screw - nut", has proposed and proved choice of the optimum constructive extents and rational period between inspections.

Modernization of pressuring mechanisms reduced operational by 34 - 54%.

The methods of choice extents have developed and pressuring nut with heightened reliability and hydrostatic effect in the end of the cycle of rolling is passing through industrial test.

Клевцов О.М. "Совершенствование и внедрение элементов нажимных устройств повышенной надежности обжимных стаяов".

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.16.08 - машины и агрегаты металлургического производства, Государственная металлургическая академия Украины, Днепропетровск, 1995.

Диссертационная работа является рукописью.

В диссертационной работе на основе теоретических и экспериментальных исследований эксплуатационной надежности и нагруженности элементов нажимных устройств, определены характеристики износа пар "винт-гайка", предложены и обоснованы методики выбора их оптимальных конструктивных параметров и рациональных межосмотровых периодов.

Модернизация нажимных устройств позволила снизить эксплуатационные затраты на 34- 54%.

Разработана методика выбора параметров и проходит промышленное опробование нажимная гайка повышенной надежности с гидростатическим эффектом в момент окончания цикла прокатки.

Ключові слова:
натискний пристрій, передача "гвинт-гайка", профіль різьби,
знос

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

АВТОРЕФЕРАТ

Відповідальний за випуск В. Й. Губинський

Підписано до друку 31.08.95. Формат 60x84/16. Папір друкарський. Офсетний друк. Умови.
друж. арк. 0,93. Умови. фарб.-відб. 0,93. Тираж 100. Замовлення N 436. Замовлене.
Видавничо-поліграфічне орендне підприємство "Дніпро"
ВПОП "Дніпро", 320070, м. Дніпропетровськ, вул. Серова, 7.

446089

AB 33.211