

О.М. Гречаний, Т.О. Васильченко, Ю.М. Лінник, О.А. Рязанов, А.В. Шеїн

## ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ВУЗЛІВ ПРОКАТНОГО СТАНУ

*Встановлено вплив конструктивних параметрів різьбового з'єднання на його ККД. Розрахована залежність ККД різьбового з'єднання від кута тертя в різьбі. Дані рекомендації по використанню марки бронзи при виготовленні гайки гвинтової пари натискного механізму обтискного стану Слябінг 1150.*

**Ключові слова:** обтискний стан, натискний механізм, гвинтова пара, різьблення, коефіцієнт тертя

### Постановка проблеми

Продуктивність обтискного стану визначається швидкодією натискного пристрою [1].

Основне призначення натискного пристрою – регулювання взаємного положення валків, котре необхідне для забезпечення прокатки профілю заданих розмірів та заданими обтисненнями, причому в реверсивних станах відстань між валками змінюється майже після кожного проходу.

Промислове обстеження обтискних прокатних станів показало, що їх надійність та довговічність значно залежать від працездатності вузлів тертя, одним з яких являється гвинтова пара натискного пристрою. У цей час у літературі відсутні відомості про закономірності інтенсивності зношування витків гвинтових пар прокатних станів (рис.1) [2].

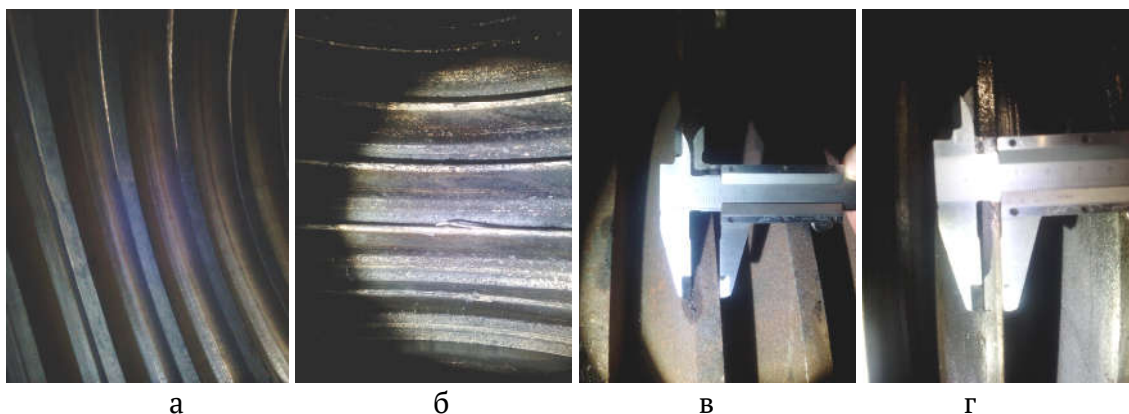


Рисунок 1 – Порівняльний аналіз різьби гвинтової пари натискного механізму стану Слябінг 1150 : а, б – відповідно, нова та зношена гайка; в, г – відповідно, новий та зношений натискні гвинти

Натискний гвинт сприймає силу на валки при прокатці, що доводиться на одну шийку валка, і передає її через натискну гайку станині. Натискні гвинти

виготовляють із кованої сталі – Ст.5, 40Х,40ХН. Гайки натискних гвинтів є найбільш швидкозношуваними деталями. Їх виготовляють із литої бронзи марок Бр.АЖ9-4 і Бр.АЖМц10-3-1,5 [3].

Стійкість бронзових гайок натискних пристроїв слябінгів невисока, що приводить до збільшеної витрати дорогої бронзи й до незапланованих простоїв станів. А з огляду на те, що маса гайок натискних пристроїв може досягати до 3 т [4], виникає нагальна потреба по встановленню їхніх найбільш раціональних конструктивних параметрів.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Основним способом збільшення стійкості гайок є вирівнювання навантаження по витках різьби шляхом зміни форми тіла гайки.

Так в роботі [4] наведені гайки різноманітної конструктивної форми, які мають свої переваги та недоліки (рис.2).

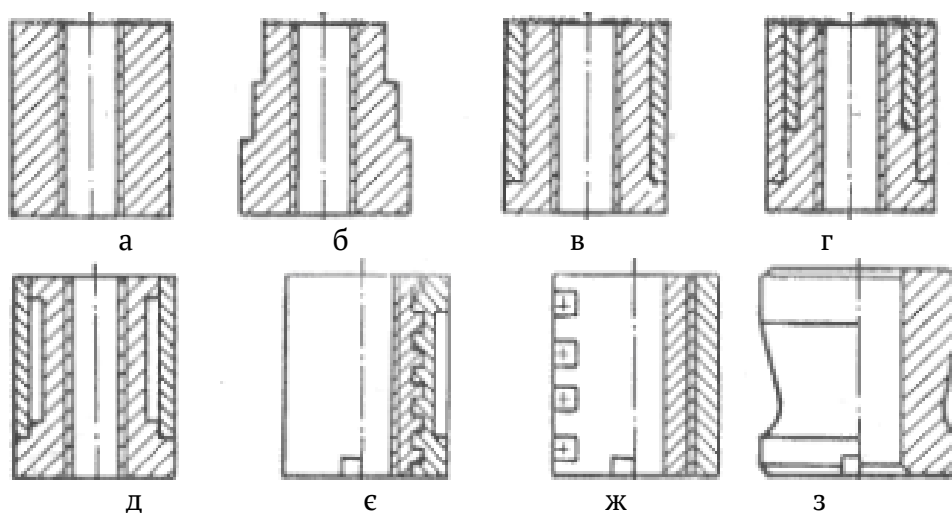


Рисунок 2 – Конструкції гайок гвинтової пари

Циліндрична гайка (рис. 2, а) – найбільш розповсюджена із-за простоти виготовлення і монтажу, недолік – велика металоемність. Ступінчаста гайка (рис. 2, б) має меншу масу, але виникають труднощі у забезпеченні контакту між всіма опорними поверхнями і укладається проточка під гайку в станині. Гайка, бандажована сталевими або чавунними бандажами (рис. 2, в, г), потребує для виготовлення менше бронзи; бандажована гайка з водоохолодженням (рис. 2, д) застосовується на обтискних станах, у яких має місце інтенсивне нагрівання гвинтової пари з вигорянням мастила; гайка біметалічна з водоохолодженням (рис. 2, е) має сталевий корпус з бронзовою заливкою. Недолік – можливий зазор між бронзою і корпусом внаслідок різної усадки металів при застиганні. Гайка біметалічна (рис. 2, ж) складається з двох напівкільць з внутрішньою різьбою і бронзової частини з зовнішньою різьбою. Бронзова частина охоплена напівкільцями, які стягнуті болтами. Гайка з

проточкою (рис. 2, 3) використовується для більш рівномірного розподілу навантаження по висоті [4].

Автори в роботі [3] рекомендують для економії бронзи робити гайки натискних гвинтів складеними. В цьому випадку зовнішні бандажі виготовляють із високоміцного чавуну, модуль пружності якого близький до модуля пружності бронзи, отже, при стиску, бандажі деформуються практично однаково.

Іноді застосовують заливання бронзи в сталевий східчастий бандаж, однак при цьому способі можливо нещільне прилягання бронзи до бандажа. Охолодження водою бандажованих гайок значно зменшує зношування їх різьблення. [3]

У деяких випадках гайку роблять згорнутою із двох сталевих половин з наплавленням різьблення бронзовим електродом. Також для зменшення зношення різьблення натискного гвинта виконують його поверхневе загартування та шліфують. [5]

Всі ці конструктивні удосконалення гайок гвинтової пари натискних механізмів варто враховувати на етапі проектування прокатної кліті, так як зміна зовнішньої форми гайки може спричинити неминучі прості технологічної лінії пов'язані в узгодженні посадочних місць в станині прокатного стану, що в умовах неперервного виробництва є неприпустимим.

Один із шляхів зниження витрат на ТОіР пов'язаний зі збільшенням міжремонтного періоду (експлуатаційного циклу) за рахунок використання резерву у вигляді періоду розвитку несправності або дефекту до критичного значення. [6]

Таким чином для підвищення довговічності гайки натискного механізму варто розглядати первочергово шляхи підвищення ККД безпосередньо різьбового з'єднання у гвинтовій парі.

#### **Мета дослідження**

З врахуванням вище наведеного аналізу з метою підвищення працездатності гвинтової пари натискного механізму обтискного стану поставлена задача по аналітичному дослідженню впливу конструктивного виконання різьбового з'єднання гвинтової пари натискного механізму на його ККД.

#### **Викладення основного матеріалу дослідження**

При розрахунку гвинтової пари можна прийняти рух гайки – догори, таким чином ККД гвинтової пари буде дорівнювати [7]:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \phi)}, \quad (1)$$

де  $\psi$  – кут підйому гвинтової лінії:

$$\psi = \operatorname{arctg} \left( \frac{t}{\pi \cdot d_2} \right), \quad (2)$$

де  $t$  – крок різьби;  $d_2$  – середній діаметр різьби,  $\varphi$  – кут тертя в різьбі:

$$\phi = \operatorname{arctg} \left( \frac{f}{\cos \gamma} \right), \quad (3)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя між гвинтом та гайкою;  $\gamma$  – кут нахилу різьби.

Проаналізувавши формули (1)-(3) можна зробити висновок, що на ККД гвинтової пари мають вплив крок різьби, кут підйому гвинтової лінії (кут нахилу різьби) та кут тертя в різьбі.

На обтискному стані Слябінг 1150 ПАТ «Запоріжсталь» встановлено гвинтову пару натискного механізму з параметрами різьбового з'єднання наведеними на рисунку 3.

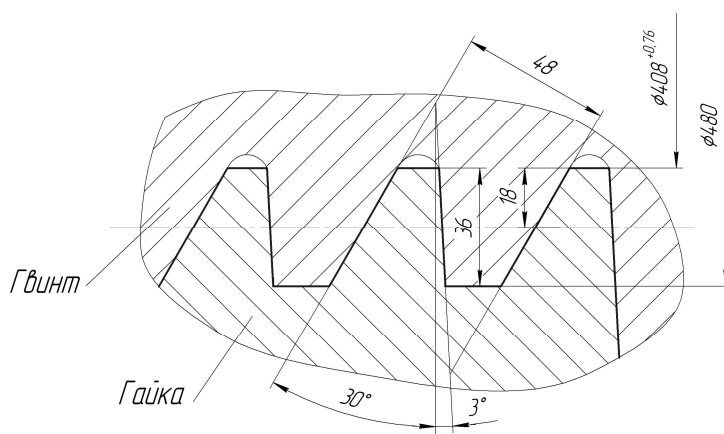


Рисунок 3 – Конструктивні параметри різьбового з'єднання гвинтової пари натискного механізму обтискного стану Слябінг 1150

Для обтискних станів, на відміну від прокатки штаби чи листа, більш важлива швидкодія натискного механізму. З аналізу формул (1) та (2) видно, що збільшення кроку різьби веде до збільшення ККД гвинтової передачі, але використання різьби з великим кроком має обмеження пов'язані зі зміщенням середнього діаметра до виступів різьби, зменшуючи її надійність й точність завдання зазору між прокатними валками, яка при величинах кроку різьби більших 60 мм буде значно впливати на технологічний процес прокатки. Тому виконання різьби з кроком 48 мм є правильним технологічним рішенням.

Різьблення гвинтової пари – упорне однозаходне. Упорна різьба має профіль у вигляді неравнобічної трапеції з кутом  $30^\circ$ . Для можливості виготовлення різьблення фрезеруванням і підвищення ККД робоча сторона профілю має кут нахилу  $3^\circ$  [8]. Таким чином, якщо виконувати різьблення згідно [8] залишається тільки кут тертя в різьбі – фактор яким можна варіювати при підвищенні ККД гвинтової пари.

Для встановлення кута підйому гвинтової лінії згідно формули (2) необхідно знайти середній діаметр різьби, котрий можна обчислити за формулою [9]:

$$d_2 = d - 0,75 \cdot t, \text{ мм}, \quad (4)$$

де  $t$  – крок різьби;  $d$  – діаметр різьби по впадинам,  $d=480$  мм.

$$d_2 = 480 - 0,75 \cdot 48 = 444 \text{ мм.}$$

При переміщенні натискного гвинта в гайці при виконанні технологічної операції задання проміжку між валками, виникає тертя-ковзання.

Згідно закону Кулона найбільша величина сили сухого тертя пропорційна нормальному тиску друг на друга, поверхонь що труться:

$$T_{\max} = f \cdot N \quad (5)$$

або

$$T \leq f \cdot N,$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя-ковзання.

Величина коефіцієнта тертя-ковзання залежить від матеріала та якості обробки, а також температури поверхонь, що труться. В момент початку руху коефіцієнт тертя-ковзання має найбільше значення, тобто  $T_{\max} = T$ , після чого відразу дещо зменшується, змінюючись в подальшому зі швидкістю відносно мало. Для більшості матеріалів коефіцієнт  $f$  при збільшенні швидкості – зменшується. Деякі значення коефіцієнта тертя-ковзання для різних тертьових пар з періодичним змащуванням наведено в таблиці 1 [10].

Таблиця 1

Орієнтовні значення коефіцієнта тертя-ковзання

| Матеріал тіл що труться      | Коефіцієнт тертя-ковзання $f$ |              |          |              |
|------------------------------|-------------------------------|--------------|----------|--------------|
|                              | покою                         |              | руху     |              |
|                              | насухо                        | зі змащенням | насухо   | зі змащенням |
| сталь–сталь                  | 0,15                          | 0,1–0,12     | 0,15     | 0,05–0,1     |
| сталь–термооброблена сталь   | –                             | –            | 0,2      | 0,1–0,2      |
| сталь–чавун                  | 0,3                           | –            | 0,18     | 0,05–0,15    |
| термооброблена сталь–чавун   | 0,2                           | –            | 0,18     | 0,05–0,15    |
| сталь–бронза                 | 0,15                          | 0,1–0,15     | 0,15     | 0,01–0,15    |
| термооброблена сталь– бронза | 0,2                           | –            | 0,18     | 0,07–0,15    |
| Чавун–чавун                  | –                             | 0,18         | 0,15     | 0,07–0,12    |
| Чавун–бронза                 | –                             | –            | 0,15–0,2 | 0,07–0,15    |
| бронза – бронза              | –                             | 0,1          | 0,2      | 0,07–0,1     |

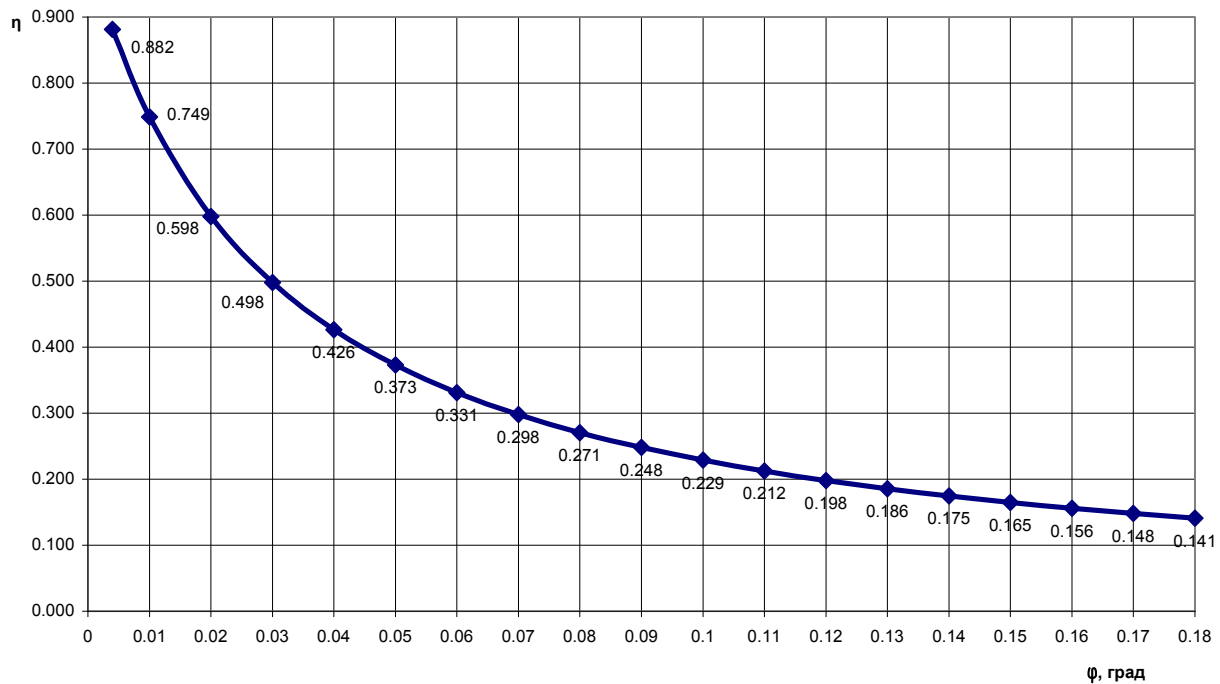


Рисунок 4 – Графік залежності ККД різьби від кута тертя в різьбі  $\eta=f(\varphi)$

Таблиця 2

Результати дослідження залежності ККД різьби запропонованої гвинтової пари від кута тертя в різьбі

| Коефіцієнт тертя-ковзання, $f$ | Кут нахилу різьби, $\gamma$ , град | Кут підйому гвинтової лінії, $\psi$ , град | Кут тертя в різьбі $\varphi$ , град | ККД гвинтової пари $\eta$ |
|--------------------------------|------------------------------------|--|-------------------------------------|---------------------------|
| 0.004                          | 30                                 | 1.972                                      | 0.265                               | 0.882                     |
| 0.01                           | 30                                 | 1.972                                      | 0.662                               | 0.749                     |
| 0.02                           | 30                                 | 1.972                                      | 1.323                               | 0.598                     |
| 0.03                           | 30                                 | 1.972                                      | 1.984                               | 0.498                     |
| 0.04                           | 30                                 | 1.972                                      | 2.644                               | 0.426                     |
| 0.05                           | 30                                 | 1.972                                      | 3.304                               | 0.373                     |
| 0.06                           | 30                                 | 1.972                                      | 3.963                               | 0.331                     |
| 0.07                           | 30                                 | 1.972                                      | 4.621                               | 0.298                     |
| 0.08                           | 30                                 | 1.972                                      | 5.278                               | 0.271                     |
| 0.09                           | 30                                 | 1.972                                      | 5.933                               | 0.248                     |
| 0.1                            | 30                                 | 1.972                                      | 6.587                               | 0.229                     |
| 0.11                           | 30                                 | 1.972                                      | 7.239                               | 0.212                     |
| 0.12                           | 30                                 | 1.972                                      | 7.889                               | 0.198                     |
| 0.13                           | 30                                 | 1.972                                      | 8.537                               | 0.186                     |
| 0.14                           | 30                                 | 1.972                                      | 9.183                               | 0.175                     |
| 0.15                           | 30                                 | 1.972                                      | 9.826                               | 0.165                     |
| 0.16                           | 30                                 | 1.972                                      | 10.467                              | 0.156                     |
| 0.17                           | 30                                 | 1.972                                      | 11.106                              | 0.148                     |
| 0.18                           | 30                                 | 1.972                                      | 11.742                              | 0.141                     |

Таким чином правильно обраний матеріал тертьових пар досить істотно впливає на коефіцієнта тертя-ковзання, також з аналізу таблиці 1 видно, що великий вплив на зміну коефіцієнта тертя-ковзання має подання мащення в зону тертя. Запропонованою конструкцією гайки передбачено подачу мащення в вузол тертя, тому виконаємо дослідження впливу погіршення умов змащення прийнявши за основу кут нахилу профіля різьби  $\gamma = 30^\circ$  та діапазон зміни коефіцієнта тертя 0,01–0,18 з кроком 0,01.

Розрахунок першого значення виконаємо для ідеальних умов подачі змащування в зону тертя для гайки виготовленої з бронзи марки АЖ9-4, у якої коефіцієнт тертя за цих умов складає  $f = 0,004$  [11].

Отримані значення розраховані за формулами (1)-(2) зводимо в таблицю 2 та будемо графік залежності ККД різьби від кута тертя в різьбі (рис.4).

**Висновки.** Проаналізувавши отриманий графік залежності можна зробити висновок, що зменшення кута тертя в різьбленні, при його пропорційній залежності від коефіцієнта тертя-ковзання, викликає значне збільшення ККД гвинтової пари. Зменшення коефіцієнта тертя-ковзання можливе правильним підбором тертьових пар та своєчасним поданням змащення в зону тертя. З точки зору підвищення ККД різьбового з'єднання гвинтових пар натискних пар при виборі матеріалу для виготовлення гайки варто схилитися до бронзи Бр.АЖ9-4, у якої коефіцієнт тертя за умови своєчасного змащування складає  $f = 0,004$ , а без змащування  $f = 0,18$ , на відміну від Бр.АЖМц10-3-1,5 у якої коефіцієнт тертя при змащуванні складає  $f = 0,012$ . Так як в процесі виконання технологічних операцій по прокатці можливе виникнення моментів, коли змащування не подається в зону тертя, то одним із напрямків підвищення ККД різьбового з'єднання варто розглядати варіант правильного підбору тертьових пар які менше піддаються впливу відсутності подачі змащування в зону тертя. Також попередня підготовка поверхонь тертьових пар, а саме полірування витків різьби дозволяє підвищувати її ККД.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Целиков А. И. Машины и агрегаты металлургических заводов. Т. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката: Учебник для вузов / А. И.Целиков, П. И. Полухин, В. М. Гребеник и др. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1981. – 576 с., ил.
2. Селегей Н. Г. Исследования процесса трения винтовых пар нажимных устройств обжимных прокатных станов / Н. Г. Селегей, А. В. Гордиенко, С. В. Юхименко. // Проблемы металлургического производства. – 1990. – №102. – С. 98–102.
3. Колесников А.Г. Механизмы и устройства рабочих клетей прокатных станов / А.Г. Колесников, Р.А. Яковлев. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 63 с.
4. Иванченко Ф. К. Розрахунки машин і механізмів прокатних цехів / Ф. К. Иванченко, В. М. Гребеній, В. І. Ширяев. – Київ: Вища школа, 1994. – 455 с.
5. Королев А. А. Конструкция и расчет машин и механизмов, прокатных станов: Учеб. пособие для вузов. / А. А. Королев. – М.: "Металлургия", 1985. – 376 с.

6. Белодеденко С. В. Планирование режимов технического обслуживания металлургического оборудования на основании моделей "отложенного ремонта" / С. В. Белодеденко, А. Н. Гречаний, В. А. Чеченев. // Металургія. – 2018. – №1. – С. 119–125.
7. Ведмедь Ю. П. Детали машин. Детали, обслуживающие передачи. / Ю. П. Ведмедь. – Запорожье: Изд-во ЗГИА, 2003. – 137 с.
8. ГОСТ 100177-82. Резьба упорная. Профиль и основные размеры. Межгосударственный стандарт. – Введ. 1983-01-01. – М.: Изд-во стандартов. – 12 с.
9. Кудрявцев В.Н. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. 400 с.
10. Справочник металлиста. В пяти томах. Том 1 / [С. А. Чернавский, Е. И. Володин, И. Е. Городецкий та ін.]. – Москва: Mashgiz, 1957. – 603 с.
11. Конструкционные материалы: Справочник / [Б. Н. Арзамасов, В. А. Брострем, Н. А. Буше та ін.]. – М.: Машиностроение, 1990. – 688 с.

#### REFERENCE

1. Tselikov A. I. Mashiny i agregaty metallurgicheskikh zavodov. T. 3. Mashiny i agregaty dlya proizvodstva i otdelki prokata: Uchebnyk dlya vuzov / A. I. Tselikov, P. I. Poluhin, V. M. Grebenik i dr. 2-e izd., pererab. i dop. – M.: Metallurgiya, 1981. – 576 s., il.
2. Selegey N. G. Issledovaniya protsessa treniya vintovykh par nazhimnykh ustroystv obzhimnykh prokatnykh stanov / N. G. Selegey, A. V. Gordienko, S. V. Yuhimenko. // Problemy metallurgicheskogo proizvodstva. – 1990. – #102. – S. 98–102.
3. Kolesnikov A.G. Mehanizmy i ustroystva rabochih kletey prokatnykh stanov / A.G. Kolesnikov, R.A. Yakovlev. – M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2008. – 63 s.
4. Ivanchenko F. K. Rozrahunki mashin i mehanizmov prokatnykh tsekhiv / F. K. Ivanchenko, V. M. Grebeniy, V. I. Shiryaev. – Kyiv: Vischa shkola, 1994. – 455 s.
5. Korolev A. A. Konstruktsiya i raschet mashin i mehanizmov, prokatnykh stanov: Ucheb. posobie dlya vuzov. / A. A. Korolev. – M.: "Metallurgiya", 1985. – 376 s.
6. Belodedenko S. V. Planirovanie rezhimov tehničeskogo obsluzhivaniya metallurgicheskogo oborudovaniya na osnovanii modeley "otlozhennogo remonta" / S. V. Belodedenko, A. N. Grechaniy, V. A. Chechenev. // Metalurgiya. – 2018. – #1. – S. 119–125.
7. Vedmed Yu. P. Detali mashin. Detali, obsluzhivayushchie peredachi. / Yu. P. Vedmed. – Zaporozhe: Izd-vo ZGIA, 2003. – 137 s.
8. GOST 100177-82. Rezbа upornaya. Profil i osnovnyie razmeryi. Mezghosudarstvennyiy standart. – Vved. 1983-01-01. – M.: Izd-vo standartov. – 12 s.
9. Kudryavtsev V.N. Kursovoe proektirovanie detaley mashin: Uchebnoe posobie dlya studentov mashinostroitelnykh spetsialnostey vuzov. / V.N. Kudryavtsev, Yu.A. Derzhavets, I.I. Arefev i dr.; Pod obsch. red. V.N. Kudryavtseva – L.: Mashinostroenie, Leningr. otd-nie, 1984. 400 s.
10. Spravochnik metallista. V pyati tomah. Tom 1 / [S. A. Chernavskiy, E. I. Volodin, I. E. Gorodetskiy ta In.]. – Moskva: Mashgiz, 1957. – 603 s.
11. Konstruktsionnyie materialy: Spravochnik / [B. N. Arzamasov, V. A. Brostrem, N. A. Bushe ta In.]. – M.: Mashinostroenie, 1990. – 688 s.

Received 07.01.2020.

Accepted 14.01.2020.

UDK 621.771.22

O. Hrechanyi, T. Vasilchenko, Y. Linnyk, O. Riazanov, A. Shein

#### WAYS TO IMPROVE THE RELIABILITY OF THE NODES OF THE ROLLING MILL

The performance of the crimping mill is determined by the speed of the pressure device. The main purpose of the pressure device is to regulate the relative position of the rolls, which is necessary to ensure the rolling of the profile of a given size and



predetermined reductions, and in reversing mills, the distance between the rolls changes almost after each pass.

An industrial survey of crimping rolling mills has shown that their reliability and durability significantly depend on the working capacity of the friction units, one of which is a screw pair of a pressure device. At this time, there is no information in the literature on the patterns of wear intensity of turns of screw pairs of rolling mills.

Basically, increasing the resistance of nuts is done by balancing the load on the threads by changing the shape of the body of the nut. All these structural improvements of the nuts of the screw pair of the pressing mechanisms should be taken into account at the stage of designing the rolling stand, since changing the external shape of the nut can cause inevitable downtime of the production line associated with the coordination of seats in the bed of the rolling mill, which are unacceptable in the conditions of continuous production.

In order to increase the working capacity of the screw pair of the pressing mechanism of the crimping mill, the task was set to analytically study the influence of the design of the threaded connection of the screw pair of the pressing mechanism on its efficiency.

For crimping mills, in contrast to rolling a strip or sheet, more important is the speed of the pressure mechanism. An increase in the thread pitch leads to an increase in the efficiency of the helical gear, but the use of a thread with a large pitch has limitations associated with the displacement of the average diameter to the projections of the thread, reducing its reliability and the accuracy of the gap between the rolling rolls. Screw thread - single thrust resistant. If you thread according to current standards, only the friction angle in the thread remains - a factor that can be varied with an increase in the efficiency of the screw pair.

The decrease in the angle of friction in the thread, with its proportional dependence on the coefficient of friction-slip, causes a significant increase in the efficiency of the screw pair. Reducing the coefficient of friction-slip is possible by the correct selection of rubbing pairs and the timely supply of lubricant to the friction zone. Since in the process of rolling technological operations, moments may occur when the lubricant is not supplied to the friction zone, one of the ways to increase the efficiency of the threaded joint should be the option of the correct selection of friction pairs that are less affected by the lack of lubricant supply to the friction zone.

**Keywords:** crimping machine, pressure mechanism, screw steam, thread, coefficient of friction.

*Гречаний Олексій Миколайович* – аспірант, кафедра машин та агрегатів металургійного виробництва, Національна металургійна академія України, e-mail: tartalet@ukr.net.

*Васильченко Тетяна Олександрівна* – к.т.н., доцент кафедри металургійного обладнання, Запорізький національний університет, e-mail: tata573@ukr.net.

*Линник Ефим Николаевич* – інженер по ремонту 2 категорії ПАО «Запоржсталь», e-mail: efim.linnik@gmail.com.

**Рязанов Алексей Анатолиевич** – зам.начальника обжимного цеха по оборудованию ПАО «Запорожсталь», магистр кафедры промышленного и гражданского строительства Запорожского национального университета.

**Шейн Андрей Владимирович** – магистр кафедры металлургического оборудования, Запорожский национальный университет, e-mail: oldhanter96@ gmail.com.

**Гречаний Алексей Николаевич** – аспирант Национальная металлургическая академия Украины, e-mail: tartalet@ukr.net.

**Васильченко Татьяна Александрова** – к.т.н., доцент кафедре металлургического оборудования, Запорожский национальный университет, e-mail: tata573@ukr.net.

**Линник Ефим Николаевич** – инженер по ремонту 2 категории ПАО «Запорожсталь», e-mail: efim.linnik@gmail.com.

**Рязанов Олексій Анатолійович** – зам.начальника обжимного цеха по оборудованию, ПАТ «Запорожсталь», магистр кафедры промышленного та гражданского строительства Запорожского национального университета.

**Шейн Андрій Володимирович** – магистр кафедры металлургического оборудования, Запорожский национальный университет, e-mail: oldhanter96@ gmail.com.

**Hrechanyi Oleksii** – postgraduate, Department of metallurgical production machines and units, National metallurgical academy of Ukraine, e-mail: tartalet@ukr.net.

**Vasilchenko Tatiana** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Department Metallurgical Equipment, Zaporizhzhia National University, e-mail: tata573@ukr.net.

**Linnyk Yukhym** – Category 2 Repair Engineer, PJSC Zaporizhstal, e-mail: efim.linnik@gmail.com.

**Riazanov Oleksii** – Deputy Head of Crimping Equipment PJSC Zaporizhstal, magister Department of Industrial and Civil Engineering Zaporizhzhia National University.

**Shein Andriy** – magister of Department Metallurgical Equipment Zaporizhzhia National University, e-mail: oldhanter96@ gmail.com.