

УДК 622.625.24

ВСТАНОВЛЕННЯ РЕЖИМІВ ТЕРМООБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ БУКОВОГО ВУЗЛА ШАХТНОЇ ВАГОНЕТКИ ЗА ВИЗНАЧЕНИМИ КІНЕМАТИЧНИМИ ТА СИЛОВИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ РУХУ

С.О. Федоряченко¹, В. Батусь², А. Фартушна³

¹кандидат технічних наук, доцент, кафедра конструювання технічної естетики і дизайну, e-mail: ziborov.k.a@nmu.one

²студент групи 132м-19-2

³студент групи 132-18-3

^{1,2,3}Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна

Анотація. Проведено аналіз використання шахтних вагонеток в умовах зростання інтенсивності експлуатації та виявлено ряд невирішених завдань, пов'язаних зі стійкістю їх руху по шахтному рейковому шляху. Запропоновано технологію термообробки втулок буксового вузла для отримання високих показників поверхневої твердості.

Ключові слова: шахтна вагонетка, стійкість руху, буксовий вузол, напружено-деформований стан, режими термообробки.

SETTING UP OF THERMAL TREATMENT MODES OF SHAFT MINE TANKS DETERMINATION BY DEFINED KINEMATIC AND POWER MOVEMENT FEATURES

S.O. Fedoriachenko¹, V. Batus², A. Fartushna³

¹Ph.D., Associate Professor, Department of Engineering and Generative Design, Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine, e-mail: ziborov.k.a@nmu.one

^{2,3}student of group 132, Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

Abstract. The analysis of the use of mine trolleys in the conditions of increasing the intensity of operation and identified a number of unresolved problems related to the stability of their movement along the mine rail path. The technology of heat treatment of bushing hub bushings for high surface hardness indices is proposed.

Keywords: mine trolley, resistance to movement, axle box, stress-strain state, heat treatment modes.

Вступ. Розвиток і широке впровадження засобів механізації гірничих робіт при підземному і відкритому видобутку корисних копалин - невідмінна умова зростання продуктивності праці, інтенсифікації економічного розвитку підприємств різних галузей гірничодобувної галузі.

Одним з найбільш важливих ланок у технологічному ланцюгу підземного видобутку є процес доставки корисної копалини на поверхню, транс-

портні операції в межах очисного забою і магістральних виробок. Транспортування корисних копалин і породи, вантажів і т.п. на підприємствах гірничої промисловості в більшості випадків виконується вагонетками за допомогою локомотивної відкатки або лебідочним приводом.

Виникаючі в результаті взаємодії вагонетки і рейкового шляху сили, в парі з фізичними недосконалостями шляху, призводять до появи динамічних навантажень у ланках ходової частини. З ростом вантажопотоку і інтенсивності нерівностей шляху динамічна складова зростає і її вплив на техніко-експлуатаційні показники збільшуються. Забезпечення сталих показників можливо при відповідності інженерних розрахунків технології виготовлення та якості матеріалів, зокрема обраних режимів термообробки відповідних вузлів.

Мета роботи – забезпечення достатнього ресурсу опор буксових вузлів шахтної вагонетки за визначеними кінематичними та силовими характеристиками руху шляхом вибору необхідної технології підвищення поверхневої твердості контактуючих поверхонь.

Матеріали дослідження. Конструкція буксового вузла шахтної вагонетки має ряд недоліків як конструктивних, так і експлуатаційних. Використання радіальних або радіально-осьових підшипників кочення в динамічно навантажених вузлах можливо при високій точності виготовлення і обробки посадочних місць, співвісності отворів, певною величиною натягу при посадці. Похибка співвісності призводить до перекосу осі, що збільшує динамічне навантаження на один з підшипників. У міру зношування підшипники кочення вимагають великого обсягу робіт. При досить великому парку вагонеток на шахті обслуговування буксових вузлів проводиться вже при зношенні підшипників. Виниклі зазори збільшують динамічне навантаження на підшипник і прискорюють знос. Однак, при появі люфтів в підшипниках кочення, виникає додаткова місцева рухливість колеса навколо вертикальної осі. Сумарне допустиме відхилення від співвісності кілець під дією навантажень, оцінюється гранично допустимим кутом взаємного перекосу між осями внутрішнього і зовнішнього кілець підшипників кочення, змонтованих в підшипникових вузлах.

Підвищений знос і збільшення опору руху викликають умови шахтної виробки, які призводять до того, що після від 4 до 5 місяців експлуатації мастило в підшипниковому вузлі повністю виробляється або змішується з вугільно-породним пилом, що прискорює знос і руйнування. Недостатнє обслуговування і неякісна зборка підшипникового вузла призводять до зростання питомого опору руху вагонетки в два рази. Зростання опору і високі динамічні навантаження, викликані фізичними недосконалостями рейкового шляху, підсилюють знос пари колесо - рейка. Згідно з дослідженнями [1, 2],

середній термін служби всієї вагонетки становить 3 - 4 роки (при нормативі 5 років), кузова вагонетки - 2 - 4 роки, колісних пар - 1 - 2 роки, зчіпки - від 6 місяців до 2 років.

Один із способів зниження опору руху – змащення робочих поверхонь розпиленням змащуючої речовини на робочу зону реборди колеса і рейки. Нанесення мастильного шару знижує опір руху на заокругленні дороги. Застосування змазки знижує знос фрикційної пари в 1,5 - 2 рази. Однак в шахтних умовах нанесення на рейку шару мастила коагулює абразивні сполуки на поверхні рейки і тому не може бути застосований.

Використання колісних пар з незалежним обертанням коліс на шахтних вагонетках дозволило домогтися зниження опору в кривих малих радіусів, зменшити обточування реборди. Але це призвело до тривалого одностороннього контакту колеса з рейкою через недостатню центрування в колії колісних пар.

Конструкція буксового вузла із забезпечення осьового зміщення колеса за визначеними кінематичними та силовими характеристиками руху та на основі дослідження напружено-деформований стану ланок буксового вузла шахтної вагонетки, а також обґрунтуванні матеріалу для виготовлення деталей цього вузла дозволить підвищити ресурс ходової частини вагонетки та покращить її техніко-експлуатаційні показники.

Сучасні засоби комп'ютерного моделювання дозволяють об'єднати завдання аналізу і синтезу складних механічних систем. Розв'язання таких задач одночасно дозволяє виконати дослідження не тільки динамічних характеристик шахтної вагонетки, а й визначити НДС ланок ходової частини, отримати номограми напружень при різних активних навантаженнях, досліджувати вплив властивостей матеріалів на працездатність ланок ходової частини, розробляти рекомендації щодо технології отримання відповідних властивостей.

Конструкція буксового вузла із додатковою кінематичною рухливістю представлена на рисунку 1. Додаткова рухливість забезпечена безпосереднім переміщенням колеса довкола своєї вісі за рахунок перекочування сферичних тіл по поверхні втулок.

Область взаємодії куль і конусних поверхонь схильні до високих контактних напружень. Геометричні параметри контактуючих пар повинні бути такими, щоб дотримувалися умови міцності. Для визначення напружень і деформацій контактуючих пар необхідно вирішити задачу дослідження контактних напружень. Визначення характеристик напружено-деформованого стану ланок колісної опори при заданих геометричних параметрах дозволить визначити геометричні характеристики ланок буксового вузла.

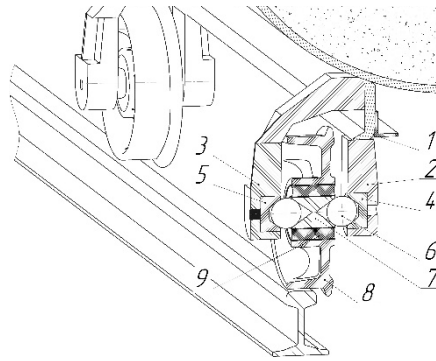


Рисунок 1 - Принципова конструкція буксового вузла з додаткових ступенем рухливості колеса: 1 - рама; 2, 3 - стійки; 4, 5 - упорні втулки; 6 - куля; 7 - упорно-направляюча втулка; 8 - колесо; 9 – компенсуючий елемент

Геометрична форма області контакту кулі з втулкою по конусній поверхні представлена кільцем, діаметр якого визначається наступним чином:

$$D_k = D_w \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right),$$

де D_w – діаметр кулі, м;

α – кут, який утворює конусна поверхня втулок.

Через неузгодженість форм контактуючих ланок буксового вузла, під впливом радіального і осьового навантажень вони деформуються в області початкового контакту і взаємодіють по кінцевій еліптичній області.

Для вирішення контактної задачі по визначенню деформацій зони контакту неузгоджених тіл застосовуємо теорію Герца при пружному контакті [3]. Для цього прийнемо такі припущення:

- 1) Поверхні тіл гладкі і неузгоджені: $a \ll R_k$, де a – розмір області контакту; R_k – відносний радіус кривизни;
- 2) деформації малі: $2a < R_k$;

Кожне з контактуючих тіл може розглядатися як пружний напівпростір.

Розрахункова схема контакту кулі і конусної втулки представлена на рисунку 2.

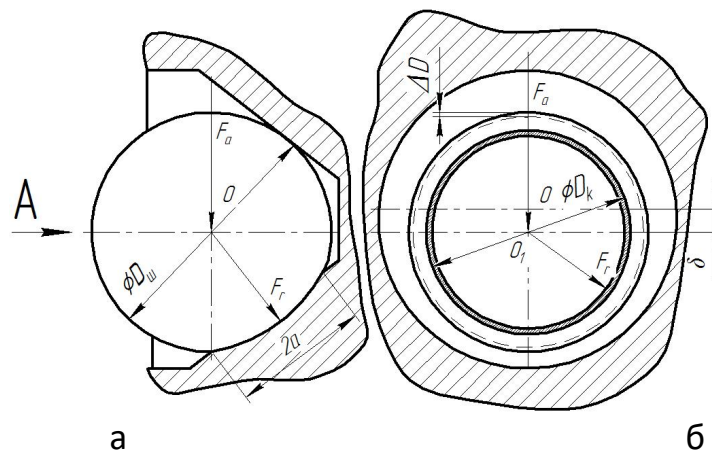


Рисунок 2 – Розрахункова схема визначення діючих на опору навантажень: *a* - профільна проекція; *b* - фронтальна проекція; *O* - центр окружності шару; *O1* - центр окружності зміщеної кулі; δ - величина контактної деформації, м; *Fr* - притискаюча сила, Н; *2a* - ширина кільця контакту, м; *Dш* - діаметр кулі, м; *Dк* - діаметр окружності контакту, м; ΔD - величина зменшення діаметра кулі, м; *F* - нормальне навантаження, Н.

Початкові умови для визначення характеристик взаємодії наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 - Початкові умови до вирішення контактної задачі

Параметр	Умовне позначення	Значення
1	2	3
Матеріал шарів		ШХ15
Межа міцності при циклічному навантаженні для ШХ15, МПа	$\sigma_{-1ШХ15}$	804
Межа витривалості на зрушення ШХ15, МПа	$\tau_{-1ШХ15}$	284
Коефіцієнт Пуассона	μ	0,28
Модуль пружності	<i>E</i>	$2,15 \cdot 10^{11}$
Матеріал втулок		Ст ХВГ
Межа міцності при циклічному навантаженні ХВГ, МПа	$\sigma_{-1СТХВГ}$	804
Межа витривалості на зрушення ХВГ, МПа	$\tau_{-1СТХВГ}$	284
Коефіцієнт Пуассона	μ	0,3
Модуль пружності	<i>E</i>	$2,1 \cdot 10^{11}$
Кут конусності втулок, град.	α	60
Діаметр кулі, м	<i>Dш</i>	0,06
Притискна сила, кН	<i>F_a</i>	27

Підставивши вихідні дані з таблиці 1 визначимо характеристики контактної взаємодії ланок буксового вузла. Результати розрахунку наведені в таблиці 2:

Таблиця 2 - Результати визначення параметрів контактної взаємодії

Параметр	Умовне позначення	Значення
Діаметр кола контакту кулі і конус, м	<i>Dк</i>	0,052
Ширина зони контакту, м	<i>a</i>	0,0062
Максимальна контактне напруження в зоні контакту, МПа	σ_{\max}	182
Зменшення діаметра кулі, м	$\Delta D_{ш}$	$4,13 \times 10^{-7}$

Рішення завдання напружено-деформованого стану за допомогою методу кінцевих елементів (МКЕ) дозволить отримати загальну картину про вплив навантаження на геометричні характеристики вузла.

Розрахунок виконаємо для двох випадків навантаження:

1) Режим навантаження колеса відповідає безпечному руху вагонетки на заокругленні рейкового шляху (рис.3);

2) Навантаження на колесо максимального значення. Критичний режим навантаження, відповідний відразу вагонетки з рейок (рис.4).

Номограми результатів розрахунку *Ansys* напружено-деформованого стану колісної опори для першого випадку приведено на малюнках нижче.

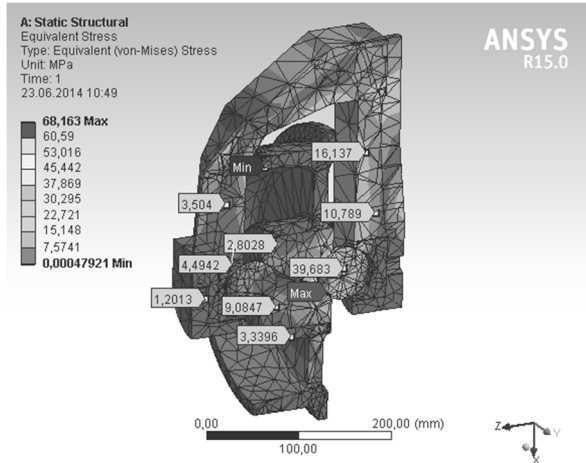


Рисунок 3 – Напруження ланок буксового вузла на заокругленні рейкового шляху

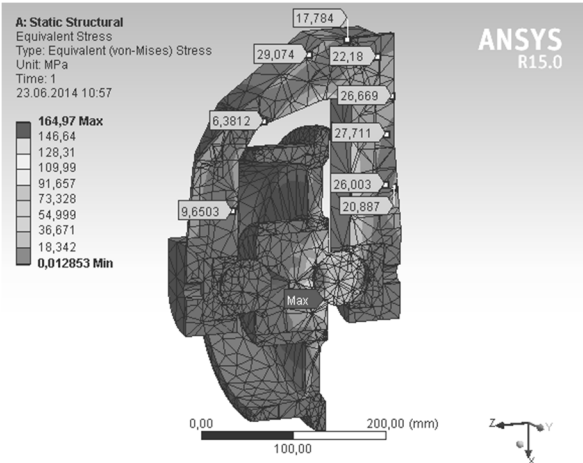
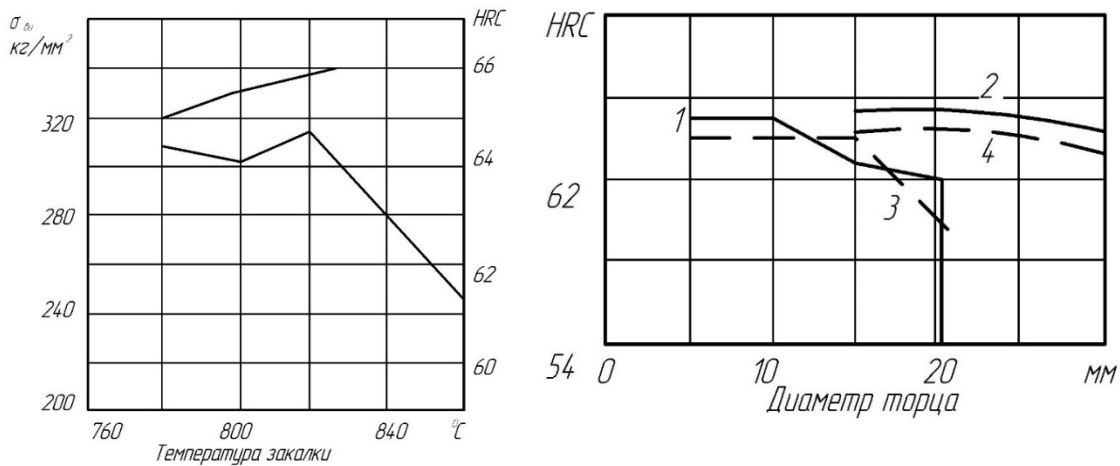


Рисунок 4 – Напруження ланок буксового вузла при критичних навантаженнях

Виготовлення втулок безпідшипникової опори можливо із декількох марок сталей. Зокрема, сталі 9Г2Ф та ХВГ забезпечують прийнятні експлуатаційні характеристики. Метою термічної обробки сталі є отримання мартенситної структури поверхні, як найбільш твердої складової. Із збільшенням твердості збільшується зносостійкість сталі. Твердість залежить, головним чином, від вмісту розчиненого в мартенситі вуглецю за типом впровадження, яка виходить в результаті гарту. Загартування складається з нагріву деталі до аустенітного стану, витримки при цій температурі, охолодження, відпуску.

Зі збільшенням кількості мартенситу, збільшується ступінь прожарюємості деталі. Для зняття внутрішніх напружень, що виникають в режимі нагрівання, доцільно проводити термообробку, що знижує напруги – відпуск.

Показники фізико-механічних властивостей сталі ХВГ наведені на рис. 5.



а) Механічні властивості в залежності від температури загартування

б) Твердість в залежності від діаметру зразка і умов охолодження:

1-температура гарту 815 °С, охолодження в селітрі; 2-температура закалювання 815 °С, охолодження в воді; 3-температура гарту 835 °С, охолодження в селітрі; 4-температура гарту 840 °С, охолодження в воді

Рисунок 5 - Показники фізико-механічних властивостей сталі ХВГ

Охолодження відбувається в 10% -му водному розчині *NaCl*. Тривалість відпуску 1 год. З рисунку 5, а визначається оптимальна температура гартування сталі - 820-830 °С.

Після виконується низькотемпературний відпуск. З графіка (рис. 6) видно, що при охолодженні у воді з температури 815 °С забезпечується наскрізне прожарювання зразка з максимальною твердістю 63-65 HRC, при температурі відпуску 100-150 °С.

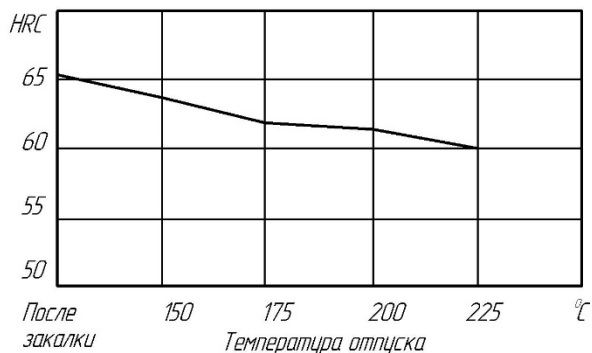


Рисунок 6 - Твердість залежно від температури відпуску

З проведеного аналізу можна зробити висновок, що, незважаючи на незначну розбіжність за хімічним складом, фізико-механічні властивості цілком задовольняють вимогам, що пред'являються до зносостійкості.

Режими загартування і відпуски для сталі ХВГ наведені в таблицях 3-4.

Таблиця 3 – Рекомендовані режими загартування

Вс	Температура закаливання	Охолодження				
		Середа	Температура, °С	Тривалість	Охолодження до 20 °С	Твердість HRC
I	810-830	Вода	20-40	До 200-250 °С	В маслі	64-66
II	840-860	Розплав селітри чи лугу	150-170	3-5 хв.	На повітрі	60-64

Таблиця 4 – Рекомендована середа відпуску

Призначення відпуску	Температура нагріву	Середа нагріву	Твердість HRC
Зняття напружень, стабілізація параметрів	140-160	Масло, селітра, луг	63-65
	160-180		62-64
	180-200		60-62
	200-250		58-60

Для зниження термічних напружень необхідно проводити низько-температурний відпуск. Відпуск здійснюється швидким переносом деталі в попередньо нагріту до температури 100..150 °С піч. Час витримки 1,5..2 години (рис. 7).

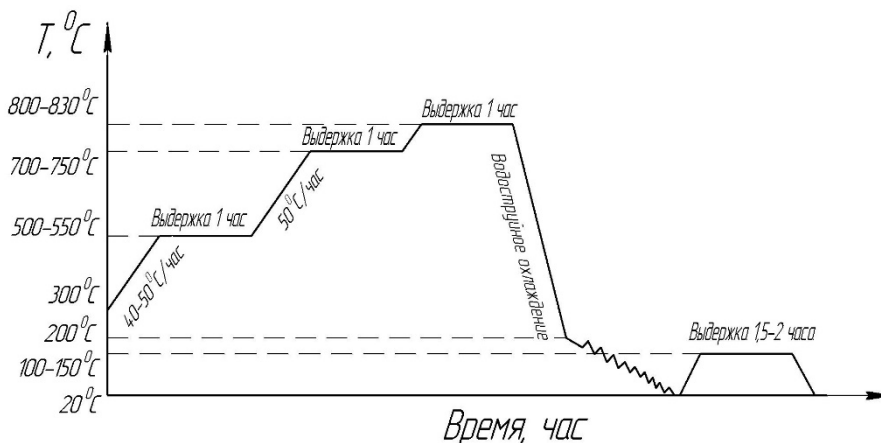
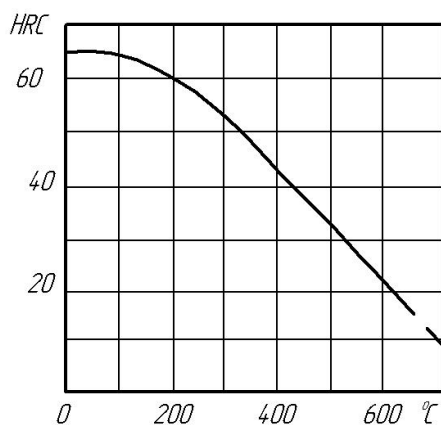


Рисунок 7 - Режим термообробки сталі ХВГ

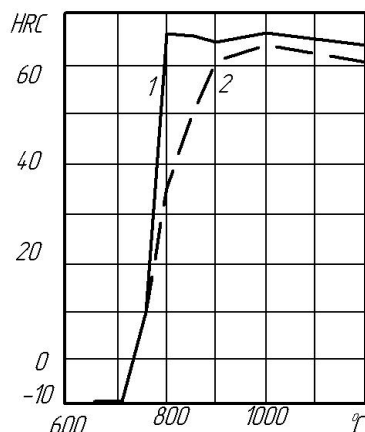
Як видно з графіків фізико-механічних властивостей, що характеризують сталь ХВГ, при товщині деталі 20 мм спостерігається суцільна прокаліваємість. У разі застосування операцій шліфування необхідно виконати відпуск при температурі 100-150 °С. При виникненні крихкого руйнування під час експлуатації необхідно застосовувати вуглецеві інструментальні сталі з невеликою прокаліваємістю достатньої глибини.

Для зниження термічних напружень необхідно провести відпуск в печі. Відпуск проводиться швидким переносом деталі в попередньо нагріту до температури 100..150 °С піч. Витримувати необхідно 1,5..2 години.

Основні фізико-механічні властивості сталі ХВГ наведені на рис. 8 [4].



а) Твердість залежно від температури відпуски



б) Твердість залежно від температури загартування:

1 - твердість на поверхні; 2 - твердість в центрі. Діаметр зразка 20 мм.

Рисунок 8 – Фізико-механічні властивості сталі ХВГ

Приведені режими гартування та відпуску здатні забезпечити твердість поверхні втулок до 60 HRC, що дасть змогу підвищити ресурс буксового вузла, який працює в умовах фрикційної взаємодії.

Висновки. Забезпечення високого ресурсу фрикційних пар можливе шляхом відповідної термічної обробки працюючих поверхонь. Відповідно, було запропоновано технологію термообробки втулок буксового вузла для отримання високих показників поверхневої твердості. У роботі приведено вибір технології термообробки для підвищення поверхневої твердості деталей буксового вузла вагонетки на основі дослідження навантажень методом кінцевих елементів. Визначений напружено-деформований стан дозволив обґрунтувати марку сталі та встановити режими термообробки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шляхи вдосконалення конструкції візка вантажного вагона / А.А. Босов, С.В. Мямлін, В.Я. Панасенко, І.В. Клименко // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту - Д.: ДІТ, 2009. - № 29. - С. 27-32.
2. Федоряченко С.А. Дослідження поведінки шахтної вагонетки в умовах динамічного взаємодії вихідних ланок ходової частини з рейковим полотном / Ю. Г. Федоряченко // Вісник Донбаської машинобудівної академії - Краматорськ: ДДМА, 2013. - № 1 (30). - С. 121 - 127.
3. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия / Пер. с англ. // К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
4. Шмыков А.А. Справочник термиста. Справочник. — 2-е изд., испр. и доп. — М.: Машгиз, 1952.