

значительным износом и устарелостью подвижного состава (ПС), которые применяют эти предприятия, а также и с тем, что существующая производственно-техническая база (ВТБ), в основном по аналогичным причинам, также не способна обеспечить поддержку этого РС в работоспособном состоянии. Кроме того существующий РС не всегда соответствует требованиям перевозочного процесса. Одним из основных решений данного комплекса проблем является техническое развитие производства, который предусматривает комплексное обновление АТП с учетом взаимосвязей между РС и ВТБ предприятия.

Целью работы является разработка алгоритма формирования плана реализации проектов (портфелей) технического развития производства, который учитывает взаимосвязи между обновлением РС и ВТБ, с целью определения их финансовой реализуемости и подготовки инвестиционного решения.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** ПЛАН, ПРОЕКТ, ПОРТФЕЛЬ, СТРАТЕГИЯ, ПРОИЗВОДСТВО.

УДК 629.4.015

### **АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СИЛОВОЇ ВЗАЄМОДІЇ РЕЙКОВОЇ КОЛІЇ З КОЛЕСАМИ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ**

Талавіра Г.М., кандидат технічних наук  
Кульбовський І.І., кандидат технічних наук  
Демченко В.О.

Теоретичні дослідження руху коліс тягового рухомого складу по рейковій колії, рішення проблем зменшення бокового зносу гребенів колісних пар та голівки рейки являється однією із проблем взаємодії колії та коліс рухомого складу. Особливо високий рівень інтенсивного зношування є на залізницях із великою кількістю кривих ділянок колії малого радіусу. Процес дослідження ускладнюється через низку причин пов'язаних з великою кількістю невідомих, складною залежністю моментів, сил.

Слід відзначити що перші дослідження по даній проблемі були розпочаті Л.В. Шулькіним в 1948 році, який передбачав, що сили тертя між колесами локомотива та рейками підпорядковуються закону сухого тертя.

В 1951 році В.С. Рябченко, А.К. Дюнін продовжили дослідження в даному напрямку, рух локомотива розглядали як рух матеріальної точки по заданій траєкторії. Через певний час Т. Мюллером розглянуто процес проходження локомотивом кривої ділянки колії при встановленому русі, але отримані кінематичні співвідношення були непридатні для аналізу руху в кривих ділянках. В цей же час Де Патер отримує результати аналогічні результатам А.К. Дюніна.

В подальших дослідженнях силової взаємодії вперше було враховано вплив профілю колісного бандажу вченим В.Н. Даніловим, але його теорія також була недосконалою, за межами дослідження залишилось поперечне переміщення центру мас візка, що суттєво впливало на силу тиску гребеня на рейку. [1].

В подальших працях вітчизняних науковців було проаналізовано динаміку локомотива в кривих ділянках колії, але для практичного використання ця теорія була занадто складною. Це доводило що за такою теорією неможливо проаналізувати всі фактори які впливають на зношування гребенів колісних пар. Вперше серед вітчизняних вчених, які займались питаннями руху в кривих ділянках, із застосуванням ЕОМ слід відмітити Ю.С. Ромена, але його теорія також була недосконалою.

І.В. Бірюковим, Ю.П. Федюніним та Г.П. Бурчаком була надрукована стаття «Исследование причин повышенного износа гребней бандажей колесных пар локомотива и способов его уменьшения» [2], в якій представлена математична модель яка описувала рух візка в кривій, та інша праця призначена силовій динаміці вписування локомотива в криву [3].

М.А. Фрішманом були проведені розрахунки на ЕОМ руху вагона в кривій ділянці. Запропонована модель могла використовуватись для вирішення проблеми комфортабельності, а використовувати таку модель з точки зору аналізу факторів які впливають на силову взаємодію та зношування гребенів коліс використовувати неможливо.[4].

Низку наукових праць присвячених динаміці рухомого складу опублікували американські науковці та Київський вчений Н.А. Радченко [5]

Визначення горизонтальних поперечних сил взаємодії являє собою досить складну задачу. Тривалий час користувались спрощеним методом який розробили вітчизняні та закордонні вчені: проф. К.Ю. Цеглинский [6], Боедекер та Г. Юбелакер [7]. Слід зауважити що результати розрахунків за спрощеним методом не завжди були в одному діапазоні із результатами які отримувались дослідним шляхом.

Для того щоб результати розрахунків відповідали максимально результатам які отримані експериментально проф. К.П. Корольовим був розроблений новий підхід в розрахунках [8]. Подальший розвиток теорії силової взаємодії отримано в роботах вчених В.Б. Медея [9], М.Ф. Вериги, [10], В.Н. Данілова [11], В.І. Ангеліко [12], Г.М. Шахунянца [13], С.М. Куценко [14], О.П. Єршкова [15, 16].

Найперспективнішим способом отримання результатів силової взаємодії рейки та колісної пари є розрахунок вписування візка локомотива в криву ділянку колії. Над даним питанням працювали ряд вчених в тому числі і вище згадані, більш детально силову взаємодію рейки та колісної пари розглянув проф. О.П. Єршков, розробив аналітичний спосіб визначення поперечних сил при вписуванні візка локомотива в криву ділянку колії, пізніше В.М. Кашніков врахував нерівномірну пружність колії коли локомотив входить в криву ділянку, В.В. Трофімович розробив теорію визначення силової взаємодії рейки та колеса нового тягового рухомого складу [17], проф. В.І. Доронін дослідним шляхом визначив залежність інтенсивності зношування бокової поверхні гребеня колісної пари в кривих ділянках колії від обмежень які виникають в колії та рамі візка [18]. В кожній вище згаданій науковій праці задача по визначенню поперечних горизонтальних сил вирішувалась для конкретного типу тягового рухомого складу, але загальної методики, яку можна було б застосувати для нових локомотивів, із сучасним профілем «Мінетек», «ДМЕТІ» та з врахуванням стану поверхні кочення колісного бандажу та його впливу на силову взаємодію в згаданих публікаціях не було.

Загально відомо що дотичні сили взаємодії поверхні кочення колісних пар і рейок пропорційні швидкостям пружного проковзування коліс по рейках [19]. Відповідно, попередньо слід отримати формули для таких швидкостей.

Розглянемо процес входження візка в перехідну криву (рис. 1), де позначено контур візка, який знаходиться в площині рейкової колії для першого етапу руху в перехідній кривій (коли гребінь першої колісної пари ще не входить в контакт з рейкою) [17]. На схемі 1, 2, 3, 4 – точки контакту поверхні бандажу колісної пари з рейкою. Розшифруємо прийняті позначення:

$A'$  – точка на вісі рейкової колії, яка відповідає середньому розташуванню центра мас візка в рейковій колії (на схемі наведена пунктирною лінією);

$\theta$  – кут перекошування візка (кут між дотичною  $\tau$  та поздовжньою віссю візка  $x_b$ );

$\psi$  – координата, яка характеризує поперечне переміщення візка в рейковій колії:  $A'C_b = L\psi$ , де  $L$  – половина бази візка;

$l_1^H - l_4^H$  – відстань від контактуючих точок колісних пар до поздовжньої вісі вертикальної площини симетрії візка локомотива;

$G$  – миттєвий центр радіуса вісі ділянки колії.

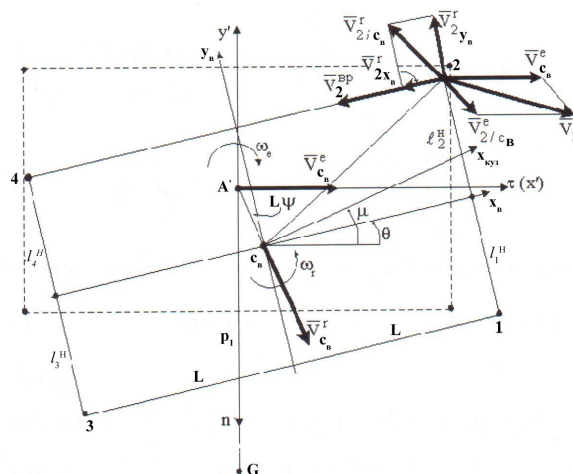


Рисунок 1. – Розрахункова схема візка який вписується в перехідну криву

Швидкості контактних точок визначаються з використанням координатного методу кінематики точки. Для визначення координат контактних точок введена додаткова система координат  $C_0x'y'$ . Вісь  $x'$  направлена по дотичній  $\tau$ , вісь  $y'$  направлена в протилежному напрямку до головної нормалі  $n$ . Координати контактної точки 2 в системі  $C_0x'y'$  визначаються наступними виразами:

$$\chi_2 = L\psi \sin \mu + L \cos \theta - l_2^H \sin \theta ; \quad (1)$$

$$y_2 = -L\psi \cos \mu + L \sin \theta + l_2^H \cos \theta. \quad (2)$$

Відстань між контактною точкою 2 і поздовжньою площиною візка визначається за формулою:

$$l_2^H = l + L(\psi - \theta), \quad (3)$$

де  $l$  – відстань між контактною точкою 2 та поздовжньою площиною візка який знаходиться в середньому положенні рейкової колії перехідної кривої [17].

Колійний зазор в перехідній кривій  $\Delta_{ПК}$  змінюється пропорційно координатам, тому:

$$\Delta_{ПК} = \frac{\Delta_{КР} - \Delta_{К}}{L_{ПК}} S, \quad (4)$$

где  $\Delta_{К}$  – колійний зазор на прямій ділянці колії;

$\Delta_{КР}$  – колійний зазор в кривій ділянці колії;

$S$  – дугова координата центру шкворневого вузла  $A'$ .

Формулу для визначення колійного зазору в подальших розрахунках потрібно використовувати в більш зручнішому вигляді:

$$\Delta_{ПК} = 2\beta_1 S, \quad (5)$$

де –

$$\beta_1 = \frac{\Delta_{КР} - \Delta_{П}}{2L_{ПК}}, \quad (6)$$

Відстань між контактною точкою та поздовжньою площиною візка також залежить від координати на вісі колії:

$$l = l_{П} + \beta_1 S, \quad (7)$$

де  $l_{П}$  – відстань між контактною точкою 2 та поздовжньою площиною візка при середньому його розташуванні в прямій ділянці колії. Із вище наведених формул можна вивести кінцеву:

$$l_{П} = a + d_1 \cos \alpha - g_1 \sin \alpha, \quad (8)$$

де  $a$  – половина ширини рейкової колії;  $d_1$ ,  $g_1$  і  $\alpha$  – геометричні параметри головки рейки та профілю бандажу колісної пари [17]. Відстань  $l_{П}$  при незношених бандажах та рейках становить 0,79 м.

Для визначення бокових сил потрібно виконати розрахунок швидкостей контактуючих точок колісних пар. При розрахунках швидкостей слід враховувати швидкості обертання коліс навколо своєї поздовжньої вісі. Виходячи з методики запропонованої проф. В.В. Трофімович [17] швидкість для контактуючої точки визначається за формулою:

$$V_2^{OB} = \dot{\varphi} b_2, \quad (9)$$

де  $\dot{\varphi}$  – кутова швидкість колісної пари;

$b_2$  – радіус колеса по колу кочення в точці контакту з рейкою.

Радіус колеса в зоні контакту змінюється за рахунок декількох причин, через повільне збільшення ширини колії в кривій, через конусну конструкцію бандажу, через зношування поверхні бандажу внаслідок експлуатації.

Радіус колеса визначається за формулою:

$$b_2 = b_{П} + (0,79 - l_2^H) \operatorname{tg} \alpha_B, \quad (10)$$

де  $b_n$  – радіус кола кочення колеса розташованого в середньому положенні колісної пари;  
 $0,79$  – половина відстані між колами кочення розрахункових точок;  
 $tg\alpha_B$  – конусність бандажу.

Використовуючи методику В.В. Трофімович після розрахунку швидкостей пружного проковзування коліс, отримуємо формули для визначення сил взаємодії коліс з рейками в контактних точках (Рис. 2):

$$\overline{R}_i = -\alpha_d N_i V_i; \quad (11)$$

де  $\alpha_d$  - динамічний коефіцієнт пружного проковзування колеса по рейках;  
 $N_i$  – вертикальне навантаження на колесо візка;  
 $V_i$  – вектор швидкості контактної точки на колесі.

Для визначення динамічного коефіцієнту проковзування використаємо раніше розроблену методику проф. С.М. Куценко [14]. Остаточний вигляд формула матиме наступний

$$R_i = -(K_K b \dot{\varphi}) \overline{V}_i, \quad (12)$$

де  $\dot{\varphi}$  – кутова швидкість колісної пари;  
 $b_n$  – радіус кола кочення колеса розташованого в середньому положенні колісної пари;  
 $K_K$  – коефіцієнт який розраховується за формулою:

$$K_K = [132,48 + 0,00106 (N - 100)] \times [17,95 + 0,06325 (N - 100)], \quad (13)$$

де  $N$  – розрахункове навантаження від колеса на рейку, кН.

Після математичних дій отримаємо залежність для визначення коефіцієнта динамічності  $\alpha_d$ .

$$\alpha_d = \frac{K_K}{\dot{S} N}, \quad (14)$$

де  $\dot{S} \cong b \dot{\varphi}$ ;

$N_i \cong N$

Коефіцієнт динамічності в подальших розрахунках будемо приймати максимальний, для електровозу ВЛ-80 який становить 115 кН, тому що в інших серій локомотивів в яких вимірювались параметри зношування бандажів коефіцієнт динамічності менший.

Схема для визначення бокових сил взаємодії колеса та рейки наведена на (рис 2).

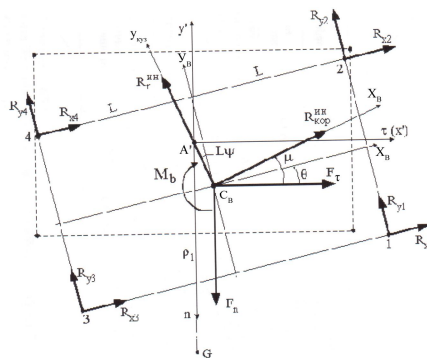


Рисунок 2. - Розрахункова схема сил в точках контакту колеса та рейки

Використовуючи методику В.В. Трофімович і проф. С.М. Куценко [14] з усіма його поправками та доповненнями формули для визначення поперечних горизонтальних сил для схеми взаємодії коли гребінь колеса натискає на рейку (рис. 2) матимуть такий вигляд:

$$R_{1x'} = -\alpha_d N_1 \left[ \dot{S}(1 - \delta_1 S) - b_f \dot{\varphi} [1 - \delta_4 + \beta_3(\psi - \theta)] + L_{\psi\mu} \dot{\psi} + l_f \dot{\theta} \right] \quad (15)$$

$$R_{2x'} = -\alpha_d N_2 \left[ \dot{S}(1 + \delta_1 S) - b_f \dot{\varphi} [1 - \delta_4 - \beta_3(\psi - \theta)] + L_{\psi\mu} \dot{\psi} - l_f \dot{\theta} \right] \quad (16)$$

$$R_{3x'} = -\alpha_d N_3 \left[ \dot{S}(1 - \delta_1 S) - b_f \dot{\varphi} [1 - \delta_4 + \beta_3(\psi - \theta)] + L_{\psi\mu} \dot{\psi} + l_f \dot{\theta} \right] \quad (17)$$

$$R_{4x'} = -\alpha_d N_4 \left[ \dot{S}(1 + \delta_1 S) - b_f \dot{\varphi} [1 - \delta_4 - \beta_3(\psi - \theta)] + L_{\psi\mu} \dot{\psi} - l_f \dot{\theta} \right] \quad (18)$$

$$R_{1y'} = -\alpha_d N_1 \left[ -\dot{S} S (\delta_2 + \delta_1 \theta) - b_f \dot{\varphi} \theta - L \psi + L \dot{\theta} \right] \quad (19)$$

$$R_{2y'} = -\alpha_d N_2 \left[ -\dot{S} S (\delta_2 - \delta_1 \theta) - b_f \dot{\varphi} \theta - L \psi + L \dot{\theta} \right] \quad (20)$$

$$R_{3y'} = -\alpha_d N_3 \left[ -\dot{S} S (-\delta_2 + \delta_1 \theta) - b_f \dot{\varphi} \theta - L \psi - L \dot{\theta} \right] \quad (21)$$

$$R_{4y'} = -\alpha_d N_4 \left[ -\dot{S} S (-\delta_2 - \delta_1 \theta) - b_f \dot{\varphi} \theta - L \psi - L \dot{\theta} \right] \quad (22)$$

Числові значення сил взаємодії отримані із використанням програми для математичного моделювання Maple та для зручності аналізу зведені в таблицю 1. Порядок розрахунку в програмі Maple виконувався із максимальним врахуванням всіх значень ресорного підвішування та профілю кожної колісної пари локомотива. Координати точок, безпосередньо в зоні контакту, заносились до програми та виконувався розрахунок. Значення координат становлять, приблизно, чотири міліметри відносно точки контакту колеса та рейки.

Pr:=pointplot( {[-0.0039,-0.0031],[-0.0014,-0.0011],[0,0],[0.0011,0.0009],[0.0036,0.0029]});

Розраховуються коефіцієнти kr3,kr4 які характеризують геометрію профілю бандажу колісної пари.

Таблиця 1 – Значення силової взаємодії коли Vkr := 20 м/с

Силіві значення	Од. вим.	Серія локомотива	Зношений профіль	Середнє значення зносу	Новий профіль
Бокова сила	кН	2ТЕ-10	81,4	84,5	87,3
		ВЛ-80	58,5	52,6	50,7
		ЧС-4	65,6	66,1	66,8
Направляюча сила	кН	2ТЕ-10	78,8	89,2	92,5
		ВЛ-80	82,4	86,1	89,2
		ЧС-4	84,1	87,2	90,7
Рамна сила	кН	2ТЕ-10	41,6	40,4	39,7
		ВЛ-80	42,3	35,7	30,4
		ЧС-4	37,8	34,8	31,3

Для визначення достовірності результатів розрахунків слід було б зрівняти отримані результати в даній роботі із результатами які отримані під час динамічних випробувань локомотивів. Подібні порівняння були вже виконані низкою вчених раніше. Отримані значення звісно відрізняються, але похибка становить менше 2 процентів. Розрахунки проводились для різного стану профілів колісної пари одного локомотива, на прямій ділянці колії та в кривій радіусом 600 м. В

прямій ділянці колії силова взаємодія рейки та колеса змінювалась не значною мірою. На новому профілі та середньо зношеному, а при сильному, майже критичному зношуванні профілю видно що бокові сили дещо збільшуються. Із збільшенням зносу профілю кочення рамні сили на перших колісних парах змінювались значно менше ніж на третіх колісних парах.

#### ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. В.Н. Данилов Железнодорожный путь и его взаимодействие с подвижным составом. М., 1961.
2. І.В. Бірюковим, Ю.П. Федюніним та Г.П. Бурчаком Труды МИИТ, 1971. Вып. 374.
3. И.В. Бирюкова Г.П. Бурчаком Механическая часть тягового подвижного состава. М., 1992.
4. Фрішман М.А. Как работает путь под поездами / Фрішман М.А. – М.: Транспорт, 1987. – 168 с.
5. Н.А. Радченко «Криволинейное движение рельсовых транспортных средств» (К., 1988).
6. Цеглинський К.Ю. железнодорожный путь в кривых / К.Ю. Цеглинский. – 1903. – 115 с.
7. Юбелакер Г. Исследование движения локомотивов на тележках в кривых участках / Г. Юбелакер. «Organ f.d.F.», Veilage, 1903.
8. Королев К.П. Вписывание паровозов в кривые участки пути / К.П. Королев // Труды ЦНИИ. – 1950. – вып. 37. С. 18-80.
9. Медель В.Б. Исследование движения движения железнодорожных экипажей в кривых / В.Б. Медель // Труды Томского электромеханического института инженеров железнодорожного транспорта. – 1955. – вып. 20. – С. 20-53.
10. Вериго М.Ф. Установление норм боковых динамических нагрузок подвижного состава по устойчивости пути поперечному здвигу / М.Ф. Вериго, С.С. Крепкогорский // Труды ЦНИИ МПС. – 1962. – вып. 248. – С. 210-302.
11. Данилов В.Н. Взаимодействие вагонов и стрелок при противошорстном движении на боковой путь / В.Н. Данилов // Вестник Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1959. № 3. – С. 8-16.
12. Ангелейко В.И. О предпосылках для разработки наставления по расчету верхнего строения пути / В.И. Ангелейко // Техника железных дорог. – 1949. - № 6. С. 5-9.
13. Шахунянц Г.М. Железнодорожный путь / Г.М. Шахунянц. – М.: Транспорт, 1981. – 565 с.
14. Куценко С.М. Установившееся движение локомотивов в кривых участках железнодорожного пути / С.М. Куценко // Вписывание локомотивов в кривые участки железнодорожного пути. – 1954. – С. 24-31.
15. Ершков О.П. Определение боковых давлений вагонов на путь в кривых / О.П. Ершков // Вестник Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 1961. - № 8. – С. 5-9.
16. Ершков О.П. Расчеты поперечных горизонтальных сил в кривых / О.П. Ершков // Труды ЦНИИ МПС. – 1966. – вып. 301. – 232 с.
17. Трофимович, В.В. Динамика ЭПС: Определение сил взаимодействия колес электровозов с рельсами при движении в переходных и круговых кривых малого радиуса: Учеб. пособие / В.В. Трофимович. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2004. – 90 с.
18. Доронин В. И. Движение колесных пар подвижного состава в прямых и кривых участках рельсовой колеи: Монография / В.И. Доронин, С.В. Доронин. – Хабаровск: Изд - во ДВГУПС, 2006. – 120 с.
19. Розенфельд, В.Е. Теория электрической тяги / В.Е. Розенфельд, И.П. Исаев, Н.П. Сидоров. – М.: Транспорт, 1983.

#### РЕФЕРАТ

Талавіра Г.М., Кульбовський І.І., Демченко В.О. Аналіз теоретичних досліджень силової взаємодії рейкової колії з колесами тягового рухомого складу. / Геннадій Миколайович Талавіра, Іван Іванович Кульбовський, Володимир Олексійович Демченко // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ–2012. – Вип. 10.

Українські залізниці являють собою потужну транспортну систему. За насиченістю залізницями Україна займає чільне місце серед країн СНД, далеко випереджаючи Росію, та наближаються за цими показниками до найбільш розвинених європейських держав.

Об'єкт дослідження – сучасні конструкції верхньої будови колії та різні, нові та зношені, профілі колісних пар локомотивів.

Мета і завдання дослідження. Метою даної роботи є вирішення наукової задачі впливу різної стадії зносу колісних пар на величину вертикальних та горизонтальних поперечних сил на роботу пари рейка колесо при сучасних умовах експлуатації залізниць України.

Методи досліджень. В роботі використано комплексний метод досліджень, який включає експериментальну та теоретичну частину. Для аналітичних розрахунків застосовувалась теорія розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість, теорія тягових розрахунків рухомого складу, розрахунково-теоретичний метод визначення вертикальних та поперечних горизонтальних сил. Експериментальні методи включають вимірювання лазерним профілометром ІКП-5 профілів коліс обробка та переведення в цифровий вид та накопичення інформації.

Результати статті можуть бути використані під час виконання ремонтних робіт рухомого складу для зменшення зносу колісних пар.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** КОЛІСНА ПАРА, РЕЙКА, БОКОВІ СИЛИ, КОЛИВАННЯ, СТІЙКІСТЬ РУХУ.

#### ABSTRACT

Of Talavira G.M., Kulbovskiy I.I., Demchenko V.O. Analysis of theoretical researches of power cooperation of clautype track with the wheels of hauling rolling stock. / Hennadij Talavira, Ivan Kulbovskiy, Volodymyr Demchenko, // Management of projects, systems analysis and logistics. - K.: NTU-2012. - Vol. 10.

The Ukrainian railways show by itself a powerful transport system. After a saturation per rail Ukraine occupies a main place among the countries of the CIS, far LED Russia, and approached on these indexes to the most developed European states. A research object is modern constructions of overhead structure of track and different, new and threadbare, types of wheelpairs of locomotives

Purpose and task of research. The purpose of this work is a decision of scientific task of influence of the different stage of wear of wheelpairs on the size of vertical and horizontal transversal forces to work of pair rail wheel at modern external of railways of Ukraine environments.

Methods of researches. The complex method of researches, which includes experimental and theoretical part, is in-process used. For analytical calculations the theory of calculations of railway way was used on durability and firmness, theory of hauling calculations of rolling stock, calculation-theoretical method of determination of vertical and transversal horizontal forces. Experimental methods include measuring laser profilometrom of IKP-5 of types of wheels treatment and translation in a digital kind and

Can be drawn on the results of the article during implementation of workovers of rolling stock for diminishing of wear of wheelpairs.

**KEYWORDS:** WHEELPAIR, RAIL, LATERAL FORCES, VIBRATIONS, FIRMNESS of RUH.

#### РЕФЕРАТ

Талавира Г.М., Кульбовский и.и., Демченко В.О. Анализ теоретических исследований силового взаимодействия рельсовой колеи с колесами тягового подвижного состава. / Геннадий Николаевич Талавира, Иван Иванович Кульбовский, Владимир Алексеевич Демченко, // Управление проектами, системный анализ и логистика. - 2012. - № 10.

Украинские железные дороги являют собой мощную транспортную систему. За насыщенностью железными дорогами Украина занимает главное место среди стран СНГ, далеко опережая Россию, и приближаются по этим показателям к наиболее развитым европейским государствам. Объект исследования – современные конструкции верхнего строения колеи и разные, новые и изношенные, профили колесных пар локомотивов.

Цель и задание исследования. Целью данной работы является решение научной задачи влияния разной стадии износа колесных пар на величину вертикальных и горизонтальных поперечных сил на работу пары рельс колесо при современных условиях эксплуатации железных дорог Украины.

Методы исследований. В работе использован комплексный метод исследований, который включает экспериментальную и теоретическую часть. Для аналитических расчетов применялась теория расчетов железнодорожного пути на прочность и стойкость, теория тяговых расчетов подвижного состава, расчетно-теоретический метод определения вертикальных и поперечных горизонтальных сил. Экспериментальные методы включают измерение лазерным профилометром ИКП-5 профилей колес обработка и перевод в цифровой вид и накопление информации.

Результаты статьи могут быть использованы во время выполнения ремонтных работ подвижного состава для уменьшения износа колесных пар.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** КОЛЕСНАЯ ПАРА, РЕЛЬС, БОКОВЫЕ СИЛЫ, КОЛЕБАНИЯ, УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ.