

УДК 625.032

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.139.2013.87186>

*Кандидати техн. наук Є.В. Михайлов,  
М.Д. Солодовнік,  
асп. С.О. Семенов (ЧНУ ім. В. Даля)*

*Cand. of techn. sciences E.V. Mikhailov,  
cand. of techn. sciences M.D. Solodovnik,  
postgraduate S.A. Semenov*

## **МОЖЛИВОСТІ ЗНИЖЕННЯ ЗНОСУ ГРЕБЕНЯ ДЛЯ НОВОЇ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ КОЛЕСА**

## **THE POSSIBILITY OF REDUCING THE WEAR A CREST FOR A NEW CONSTRUCTIVE SCHEME OF THE WHEEL**

*Представила д-р техн. наук, професор Н.Б. Чернецька-Білецька*

Кінематичне прослизання в точці контакту гребеня колеса з бічною гранню головки рейки при двоточковому контакті визначає підвищений знос контактуючих поверхонь коліс і рейок, а також додатковий опір руху рухомого складу, що являє серйозну технічну й економічну проблему для рейкового транспорту [1-4].

Лубрикація зони контакту колеса з рейкою, поліпшення динамічних якостей рейкових екіпажів, оптимальний вибір співвідношення твердості колеса та рейки, а також підбір конформних їх профілів дозволяють лише частково вирішити вказану проблему [2, 3].

Одним із шляхів вирішення вказаної проблеми може бути вдосконалення конструкції коліс рейкових екіпажів [1, 3]. Без зміни традиційної конструкції колеса

уникнути відміченого кінематичного прослизання неможливо. Тому доцільно розглянути можливості принципової зміни конструктивної схеми колеса, що дозволяє гребеню повертатися щодо колеса навколо їх загальної осі [4].

Інтенсивність зносу в контакті гребеня колеса рейкового екіпажа з рейкою багато в чому визначається потужністю сил тертя між контактуючими поверхнями [1, 3]. Для визначення можливого ефекту зниження зносу порівнюємо швидкості прослизання, сили тертя та їх потужності в гребневому контакті при русі колеса по рейковій колії з двоточковим контактуванням для традиційної та запропонованої конструктивних схем коліс.

Визначимо напрям і модуль вектора швидкості прослизання гребеня колеса по

головці рейки  $\vec{V}_1^B$  у центрі гребеневого контакту для загального випадку руху колеса традиційної конструкції по рейці з швидкістю  $V_E$  при двоточковому контакті з кутом набігання колеса на рейку  $\psi$  та з

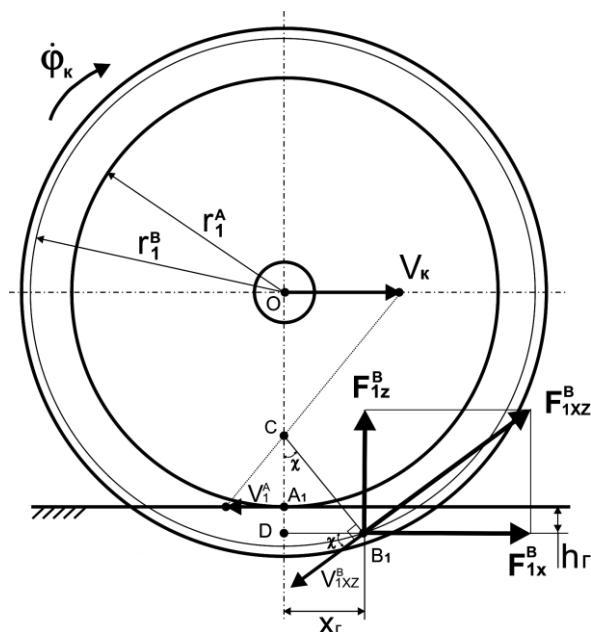


Рис. 1. Розрахункова схема

Традиційно приймаємо, що гребінь колеса контактує з бічною гранню головки рейки в точці  $B_1$ , яка розташована нижче за рівень основного контакту (точка  $A_1$ ) на величину  $h_r$  ( $h_r = 8 \dots 10$  мм) і попереду нього по ходу руху (т.з. «забіг») на відстані  $x_r$  [1, 3]:

$$x_{\tilde{A}} \approx (r_1^A + h_{\tilde{A}}) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

де  $\beta$  – кут нахилу до горизонталі твірної конічної частини гребеня колеса.

Кутова швидкість  $\dot{\phi}_k$  обертання колеса щодо осі колісної пари  $O$ -у складе

$$\dot{\phi}_k = \frac{V_K + V_1^A}{r_1^A}. \quad (2)$$

прослизанням у центрі основного контакту колеса з рейкою зі швидкістю  $V_1^A$ . Розрахункові схеми для цього варіанта подано на рис. 1, 2.

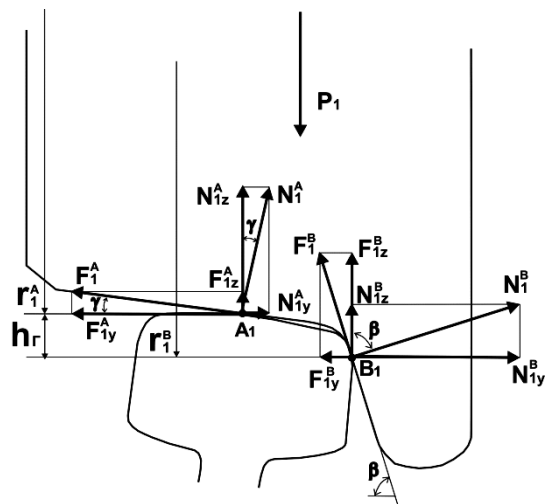


Рис. 2. Розрахункова схема

Миттєвий центр обертання колеса при цьому знаходитиметься в точці  $C$ .

Кут  $\chi$  між проекцією  $\vec{V}_{1xz}^B$  вектора швидкості прослизання  $\vec{V}_1^B$  у центрі гребеневого контакту  $B_1$  на площину  $хоz$  в пов'язаній з колесом системі координат і горизонталлю може бути визначений зі співвідношення (див. рис.1)

$$\chi = \operatorname{arctg} \left( \frac{x_{\tilde{A}}}{|DC|} \right). \quad (3)$$

Хай відносно прослизання колеса по рейці в центрі основного контакту т.  $A_1$

$$\varepsilon = V_1^A / V_E. \quad (4)$$

Із геометричних співвідношень на схемі рис.1

$$|A_1C| = \frac{\varepsilon}{1+\varepsilon} \cdot r_1^A. \quad (5)$$

З урахуванням (3)-(5) кут  $\chi$  визначиться з виразу

$$\chi = \arctg\left(\frac{(r_1^A + h_r) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta}{h_r + \frac{\varepsilon}{1+\varepsilon} \cdot r_1^A}\right). \quad (6)$$

Модуль проекції  $V_{1XZ}^A$  вектора швидкості прослизання  $\overline{V_1^B}$  в центрі гребеневого контакту т.  $B_1$  на площину  $xOz$  в пов'язаній з колесом системі координат

$$V_{1XZ}^B = \dot{\phi}_k \cdot |CB_1|,$$

$$\text{або } V_{1XZ}^B = \frac{V_K}{r_1^A} \cdot \sqrt{\left(h_r + \frac{\varepsilon}{1+\varepsilon} \cdot r_1^A\right)^2 + \left((r_1^A + h_r) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta\right)^2}. \quad (7)$$

На рис. 3 подані проекції векторів швидкості прослизання  $\overline{V_1^B}$  і сили тертя  $\overline{F_1^B}$  у гребеновому контакті на осі пов'язаної з колесом системи координат.

Модулі відповідних проекцій вектора швидкості прослизання  $\overline{V_1^B}$  у гребеновому контакті на осі координат визначаються таким чином:

$$V_{1X}^B = V_{1XZ}^B \cdot \cos \chi, \quad V_{1Y}^B = V_{1XZ}^B \cdot \frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}, \quad V_{1Z}^B = V_{1XZ}^B \cdot \sin \chi. \quad (8)$$

Тоді

$$\begin{aligned} V_1^B &= \sqrt{(V_{1X}^B)^2 + (V_{1Y}^B)^2 + (V_{1Z}^B)^2} = V_{1XZ}^B \cdot \sqrt{(\cos \chi)^2 + \left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}\right)^2 + (\sin \chi)^2} = \\ &= \frac{V_K}{r_1^A} \cdot \sqrt{\left(h_r + \frac{\varepsilon}{1+\varepsilon} \cdot r_1^A\right)^2 + \left((r_1^A + h_r) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta\right)^2} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}\right)^2} \end{aligned} \quad (9)$$

Вектор сили тертя  $\overline{F_1^B}$  у гребеновому контакті  $B_1$  буде направлений у бік, протилежний напрямку вектора швидкості прослизання  $\overline{V_1^B}$ . Модулі відповідних

проекцій вектора сили тертя  $\overline{F_1^B}$  у гребеновому контакті на осі пов'язаної з колесом системи координат визначаються таким чином:

$$F_{1X}^B = F_1^B \cdot \cos \delta \cdot \cos \chi, \quad F_{1Y}^B = F_1^B \cdot \sin \delta, \quad F_{1Z}^B = F_1^B \cdot \sin \delta \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (10)$$

де  $F_1^B = \mu \cdot N_1^B$  (див. рис. 2), а величина кута  $\delta$  визначається за рис. 3.

$$\delta = \arctg\left(\frac{V_{1Y}^B}{V_{1XZ}^B}\right) = \arctg\left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}\right). \quad (11)$$

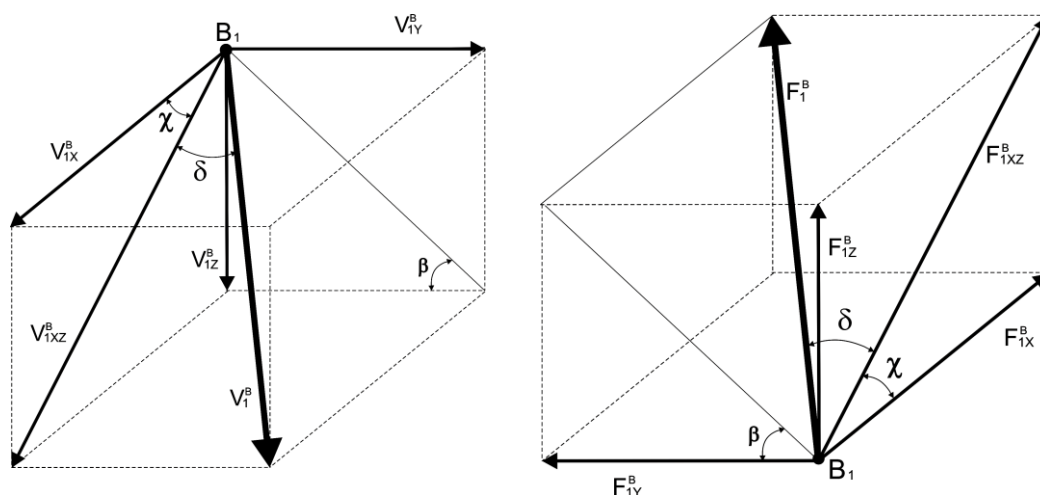


Рис. 3. Проекції вектора швидкості прослизання  $\vec{V}_1^B$  і сили тертя  $\vec{F}_1^B$  у гребеновому контакті на осі координат

Розглянемо, як зміниться картина взаємодії колеса та рейки в гребеновому контакті при здійсненні можливості незалежного обертання гребеня щодо колеса навколо їх загальної осі  $o-y$ . Розрахункова схема для цього випадку подана на рис. 4.

При визначенні напрямку вектора швидкості  $V_1^B$  необхідно врахувати, що рухомий гребінь колеса бере участь в складному русі разом із колесом. Переносна швидкість у центрі гребенового контакту т.  $B_1$  буде  $V_1^{\hat{A}\hat{I}} = V_E$ . В той же час точка  $B_1$  центру гребенового контакту знаходиться у відносному русі зі швидкістю  $V_1^{\hat{A}\hat{I}}$  щодо загальної осі  $o-y$  колеса та рухомого гребеня, що проходить через точку  $O$  по нормалі до площини схеми, показаної на рис. 4.

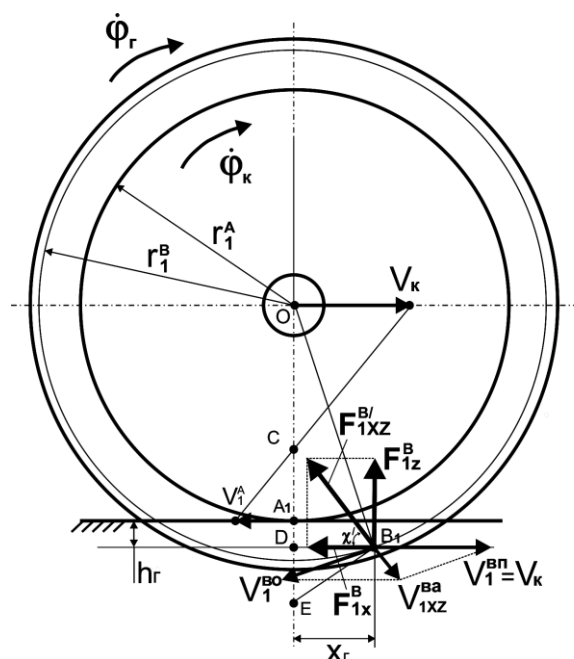


Рис.4. Розрахункова схема

Знайдемо напрям і модуль вектора проекції абсолютної швидкості  $\vec{V}_{1XZ}^{BA}$  руху точки гребеня  $B_1$  на осі пов'язаної з колесом системи координат:

$$\vec{V}_{1XZ}^{BA} = \vec{V}_1^{BI} + \vec{V}_1^{BO}. \quad (12)$$

З умови того, що умовний центр рухомого гребеня рухається зі швидкістю  $V_{\hat{E}}$  разом із геометричним центром колеса, знайдемо положення миттєвого центру повороту  $\hat{A}$  рухомого гребеня на перетині нормалей до векторів швидкостей  $\vec{V}_{\hat{E}}$  і

$\vec{V}_{1XZ}^{BA}$ , проведених у точках їх прикладання.

В цьому випадку кут  $\chi'$  між вектором проекції абсолютної швидкості прослізання в центрі гребеневого контакту  $\vec{V}_{1XZ}^{BA}$  на площину кочення колеса та горизонталлю може бути визначений із виразу

$$\chi' = \arcsin \left( \frac{x_{\hat{A}}}{|EB_1|} \right),$$

$$\text{де } |EB_1| = \sqrt{|ED|^2 + x_{\hat{A}}^2}.$$

З схеми на рис. 3 витікає, що

$$\begin{aligned} \chi' &= \arcsin \left( \frac{x_{\Gamma}}{\sqrt{\left( \left( \frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_{\Gamma}} \cdot (1 + \varepsilon) - 1 \right) \cdot r_1^A - h_{\Gamma} \right)^2 + x_{\Gamma}^2}} \right) = \\ &= \arcsin \left( \frac{(r_1^A + h_{\Gamma}) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\left( \left( \frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_{\Gamma}} \cdot (1 + \varepsilon) - 1 \right) \cdot r_1^A - h_{\Gamma} \right)^2 + ((r_1^A + h_{\Gamma}) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta)^2}} \right). \end{aligned} \quad (13)$$

Модуль швидкості  $V_{1XZ}^{BA}$  визначиться при розгляді розрахункової схеми на рис. 4.

$$\begin{aligned} V_{1XZ}^{BA} &= V_K \cdot \frac{\sqrt{|ED|^2 + x_{\Gamma}^2}}{r_1^A + h_{\Gamma} + |ED|} = V_K \cdot \frac{\sqrt{\left( \left( \frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_{\Gamma}} \cdot (1 + \varepsilon) - 1 \right) \cdot r_1^A - h_{\Gamma} \right)^2 + x_{\Gamma}^2}}{\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_{\Gamma}} \cdot (1 + \varepsilon) \cdot r_1^A} = \\ &= \dot{\phi}_{\Gamma} \cdot \sqrt{\left( \left( \frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_{\Gamma}} \cdot (1 + \varepsilon) - 1 \right) \cdot r_1^A - h_{\Gamma} \right)^2 + ((r_1^A + h_{\Gamma}) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta)^2} \end{aligned} \quad (14)$$

Аналогічно до виразів (8) можна записати:

$$V_{1X}^{BA} = V_{1XZ}^{BA} \cdot \cos \chi', \quad V_{1Y}^{BA} = V_{1XZ}^{BA} \cdot \frac{\sin \chi'}{\operatorname{tg} \beta}, \quad V_{1Z}^{BA} = V_{1XZ}^{BA} \cdot \sin \chi'. \quad (15)$$

Тоді

$$V_1^{BA} = \sqrt{(V_{1X}^{BA})^2 + (V_{1Y}^{BA})^2 + (V_{1Z}^{BA})^2} = V_{1XZ}^{BA} \cdot \sqrt{(\cos \chi')^2 + \left(\frac{\sin \chi'}{\operatorname{tg} \beta}\right)^2 + (\sin \chi')^2} =$$

$$= \dot{\phi}_\Gamma \cdot \sqrt{\left(\left(\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_\Gamma \cdot (1 + \varepsilon)} - 1\right) \cdot r_1^A - h_\Gamma\right)^2 + \left((r_1^A + h_\Gamma) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta\right)^2} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\sin \chi'}{\operatorname{tg} \beta}\right)^2} \quad (16)$$

Очевидно, що, у разі наявності конструктивної можливості повороту гребеня щодо колеса, величина кута  $\chi'$  нахилу до горизонталі проекції  $V_{1XZ}^{BA}$  вектора швидкості прослизання гребеня по рейці та модуль цього вектора будуть залежити від співвідношення кутових

швидкостей обертання колеса та гребеня. Задаючись значеннями  $\dot{\phi}_\Gamma$  при фіксованому значенні  $\dot{\phi}_k$  та  $\varepsilon$ , можна отримати відповідних значень величини кута  $\chi'$  (рис. 5) і модуля вектора  $V_1^{BA}$  (рис. 6).

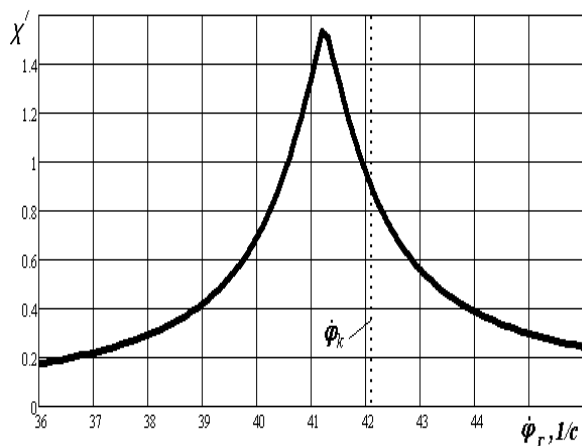


Рис. 5. Приклад залежності  $\chi' = f(\dot{\phi}_\Gamma)$  при  $V_E = 20$  м/с,  $\varepsilon = 0,01$  і  $\psi = 0,015$

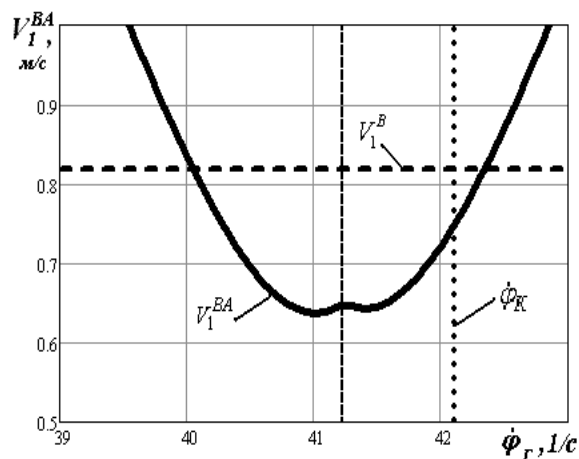


Рис. 6. Приклад залежності  $V_1^{BA} = f(\dot{\phi}_\Gamma)$  при  $V_E = 20$  м/с,  $\varepsilon = 0,01$  і  $\psi = 0,015$

Із аналізу графіка на рис. 5 видно, що при значеннях  $\dot{\phi}_\Gamma \rightarrow \dot{\phi}_k \cdot \frac{r_1^A}{r_1^B}$  при заданій лінійній швидкості руху колеса кут  $\chi' \rightarrow \pi/2$ . Проекція вектора швидкості  $\overrightarrow{V_{1XZ}^{BA}}$  прослизання гребеня по бічній грані головки рейки на площину кочення колеса у цьому випадку направлена перпендикулярно горизонталі, а модуль цього вектора має мінімальне значення.

Із графіка на рис. 6 видно, що при  $\chi' = \pi/2$  для заданих умов руху значення швидкості прослизання у гребневому контакті  $V_1^{BA}$  мале, але не рівне нулю. Аналізуючи вираз (14), можна визначити можливі режими руху колеса, при яких  $V_1^{BA} \rightarrow 0$ . Очевидно, що для цього повинні одночасно виконуватися умови  $x_\Gamma \rightarrow 0$  та  $|ED| \rightarrow 0$ . Значення  $x_A = 0$  досягається при рівності нулю кута набігання  $\psi$ .

$$\begin{aligned}
&\text{Оскільки} \\
|ED| = \left( \frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_\Gamma \cdot (1 + \varepsilon)} - 1 \right) \cdot r_1^A - h_\Gamma, & \text{ то } |ED| = 0 \text{ при виконанні умови (при} \\
& \text{фіксованому значенні } \dot{\phi}_E) \\
\dot{\phi}_\Gamma = \frac{\dot{\phi}_k}{\left( \frac{h_\Gamma}{r_1^A} + 1 \right) \cdot (1 + \varepsilon)} = \frac{\dot{\phi}_k}{K_w^*}, & (K_w^* = \left( \frac{h_\Gamma}{r_1^A} + 1 \right) \cdot (1 + \varepsilon)). \quad (17)
\end{aligned}$$

При вказаних вище значеннях  $h_A$ ,  $\varepsilon$  та  $r_1^A$  величина  $K_w^* = 1,031$  й можливості її зміни незначні. Тобто в заданому режимі руху можливість відсутності кінематичного прослизання у гребневому контакті  $V_1^{\hat{A}\hat{A}} = 0$  може реалізуватися при  $\psi = 0$  та  $\dot{\phi}_A = 0,97 \cdot \dot{\phi}_k$ .

Із урахуванням відсутності жорстких обмежень на величину кутової швидкості рухомого гребеня в колесі пропонованої конструкції, для визначення стаціонарного стану даної механічної системи використовуємо відомий принцип мінімуму ентропії системи. Цей принцип свідчить, що якщо допустимий не єдиний стан системи, а якась сукупність станів, що узгоджуються з законами збереження та зв'язками, накладеними на систему, то реалізується той її стан, якому відповідає мінімальне зростання ентропії системи або, що те ж саме, мінімальне розсіювання енергії. Тому можемо вважати квазістаціонарним (стабільним) станом даної системи (колесо з рухомих гребенем, що взаємодіє з рейкою) той її стан, при якому розсіювання енергії в гребневому контакті є мінімальним.

Для оцінки ефективності пропонованої конструктивної схеми колеса з погляду зниження зносу гребеня та зменшення опору руху екіпажа визначимо, наскільки може бути знижена потужність сил тертя в гребневому контакті, яка подається як скалярна твірна вектора сили тертя у гребневому контакті та вектора

відповідної миттєвої швидкості ковзання точки  $B_1$  гребеня по рейці.

Можливе зниження потужності сил тертя в гребневому контакті для пропонованої конструктивної схеми колеса ( $N_1^{B/}$ ) порівняно з традиційною схемою ( $N_1^B$ ) оцінено коефіцієнтом  $K_N = N_1^B / N_1^{B/} \cdot 100\%$ . Графік залежності  $K_N = f(\dot{\phi}_\Gamma, \varepsilon)$  для фіксованого значення  $\dot{\phi}_K$  подано на рис. 7.

Аналіз цього графіка показує, що при певному співвідношенні кутових швидкостей колеса та рухомого гребеня відповідно до виразу (17) для заданих умов руху при використанні пропонованої конструктивної схеми колеса можливе зниження розсіюваної у гребневому контакті потужності сил тертя в ідеальному випадку до 60 %.

Таким чином, дослідження особливостей кінематики руху по рейковій колії колеса з рухомих гребенем показує можливість істотного зниження ковзання гребеня колеса по рейці, та, відповідно, потужності сил тертя в гребневому контакті такого колеса з рейкою у порівнянні з колесом традиційної конструкції. Це дає підстави чекати відповідного зниження зносу гребенів коліс і рейок, а також зменшення опору руху рейкового рухомого складу при використанні коліс перспективної конструкції.

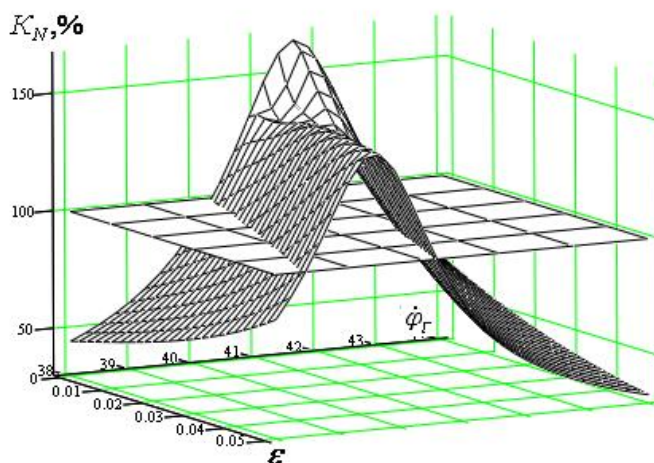


Рис. 7. Графік залежності  $K_N = f(\phi_G, \epsilon)$  (при  $V_E = 20$  м/с,  $F_1^A = 12500$  Н та  $\alpha = 0,015$ )

### Список літератури

1. Ткаченко, В.П. Кинематическое сопротивление движению рельсовых экипажей [Текст] / В.П. Ткаченко. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1996. – 200 с.
2. Эффективность лубрикации рельсов [Текст] // Железные дороги мира. – 2011. – № 1. – С. 65-68.
3. Маслиев, В.Г. Динамика локомотивов с устройствами, уменьшающими износ бандажей колес [Текст] / В.Г. Маслиев. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 288 с.
4. Михайлов, Е.В. Пути снижения износа гребней колес рельсовых экипажей [Текст] / Е.В. Михайлов, В.А. Слащев, С.А. Семенов // Вестник ВНУ им. В. Даля. – 2012. – № 5 (176), (Ч. 1). – С. 61-67.

**Ключові слова:** колесо, гребінь, рейка, незалежне обертання, прослизання, знос, втрати енергії, потужність тертя, опір руху.

### Анотації

Розглянуті особливості кінематики руху по рейці колеса перспективної конструктивної схеми, що дозволяє гребню повертатися щодо колеса навколо їх загальної осі. Показана можливість істотного зниження прослизань гребня колеса по рейці та потужності сил тертя в гребневому контакті такого колеса з рейкою в порівнянні з традиційним.

Рассмотрены особенности кинематики движения по рельсу колеса перспективной конструктивной схемы, позволяющей гребню поворачиваться относительно колеса вокруг их общей оси. Показана возможность существенного снижения проскальзываний гребня колеса по рельсу и мощности сил трения в гребневом контакте такого колеса с рельсом по сравнению с традиционным.

Features are considered of kinematics of motion on the rail of wheel of perspective structural chart, allowing a comb to turn in relation to a wheel about their general axis. Possibility of substantial decline of slipping of comb of wheel is rotined on a rail and power of forces of friction in the comb contact of such wheel with a rail as compared to traditional.