

## Список літератури

1. Хантли Г. Анализ размерностей / Г.Хантли. – М.: Мир, 1970. – 174 с.
2. Карабцев В.С., Валеев Д.Х. Расчетная оценка динамических характеристик грузовых АТС // Автомобильная промышленность. – 2004. – №2. – С. 7–9.
3. Автомобили мира. – М.: Третий Рим, 2006. – 240 с.

*Установлено, что доминирующее влияние на динамические свойства автомобилей оказывают только два их конструктивных параметра – масса и номинальная мощность двигателя. Получены предельно простые математические модели для приближенной оценки времени разгона автомобилей до заданной скорости движения.*

**Время разгона, заданная скорость движения, номинальная мощность двигателя, масса автомобиля.**

*Found that the dominant influence on the dynamic properties of the cars have only two of their design parameters – mass and engine power rating. Obtained very simple mathematical model to estimate the approximate time the vehicle accelerates to the desired speed.*

**Acceleration time given speed, engine power rating, vehicle weight.**

УДК 629.3.027.5

## УТОЧНЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ МОДЕЛІ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

**С.П. Пожидаєв, кандидат технічних наук**

*Еластичне колесо не можна розглядати у вигляді монолітного затверділого тіла, рівняння рівноваги якого складають із застосуванням динамічного радіуса. Його слід розглядати у вигляді двох твердих тіл, шарнірно з'єднаних між собою – колісного диска і важеля, кутова швидкість обертання якого дещо більша, ніж диска.*

**Еластичне колесо, динамічний радіус, радіус кочення.**

**Постановка проблеми.** У статті [1] вказано на помилковість рівняння, яке за допомогою динамічного радіуса встановлює взаємозв'язок між прикладеними до еластичного колеса крутним моментом і силою тяги.

© С.П. Пожидаєв, 2013

Однак це рівняння необхідно впливає з умови рівноваги колеса, складеної на підставі схеми сил і моментів, прикладених до колеса, поданого у вигляді монолітного затверділого тіла, . Це означає, що механічна модель еластичного колеса у вигляді монолітного тіла, яке взаємодіє з опорною поверхнею на плечі, рівному динамічному радіусу, є некоректною.

**Мета досліджень.** Уточнення теорії кочення еластичного колеса шляхом з'ясування причини некоректності його механічної моделі, поданої у вигляді затверділого монолітного тіла, яке взаємодіє з опорною поверхнею на плечі, рівному динамічному радіусу.

**Результати досліджень.** Розглянемо найпростіший випадок руху колеса по твердій опорній поверхні – рис. 1.

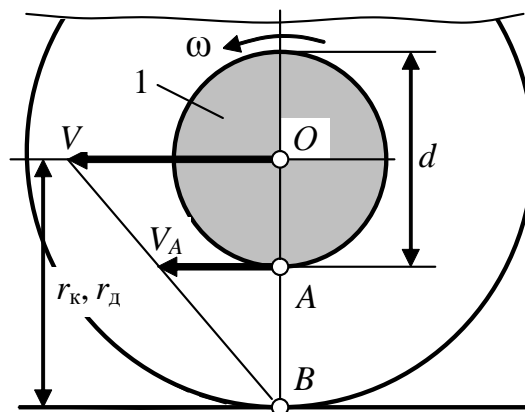


Рис. 1. Еюра розподілу лінійних швидкостей руху точок жорсткого колеса у перерізі  $OAB$ .

Припустимо, що еластичне колесо має таке мале нормальне навантаження, при якому його нормальна деформація практично відсутня і колесо можна вважати абсолютно жорстким. Припустимо також, що диск 1 колеса приводиться у рух з кутовою швидкістю  $\omega$ , а буксування чи проковзування колеса відносно опорної поверхні відсутнє. У такому випадку т.  $B$  являтиме собою миттєвий центр обертання колеса у його абсолютному русі, внаслідок чого лінійні швидкості руху точок  $O$  і  $A$  дорівнюватимуть:

- лінійна швидкість т.  $O$ :

$$V = \omega \cdot r_k, \quad (1)$$

де  $r_k$  – радіус кочення колеса, під яким, згідно з п.27 стандарту [1], розуміють відношення поздовжньої складової поступальної швидкості колеса  $V$  до його кутової швидкості  $\omega$  (або, що те ж, відношення поздовжньої складової  $L$  шляху, пройденого колесом, до кута його повороту  $\alpha$ ):

$$r_k = \frac{V}{\omega} \equiv \frac{L}{\alpha}; \quad (2)$$

• лінійна швидкість т. А колісного диска діаметром  $d$  :

$$V_A = V - \omega \cdot 0,5d = \omega \cdot (r_k - 0,5d). \quad (3)$$

Точка  $B$  являє собою миттєвий центр обертання колеса, тому її лінійна швидкість і довжина вектора швидкості дорівнюють нулю.

З'єднавши прямими лініями кінці векторів швидкостей точок  $O$ ,  $A$  і  $B$  прямими лініями, отримуємо епюру розподілу лінійних швидкостей точок жорсткого колеса у перерізі  $OAB$ . Вона по всій довжині являє собою пряму лінію, що свідчить про однаковість кутових швидкостей обертання жорсткого колеса у згаданому перерізі.

Розглянемо другий випадок: нормальне навантаження велике, спостерігається істотна нормальна деформація шини, внаслідок чого слід враховувати еластичність колеса – рис. 2.

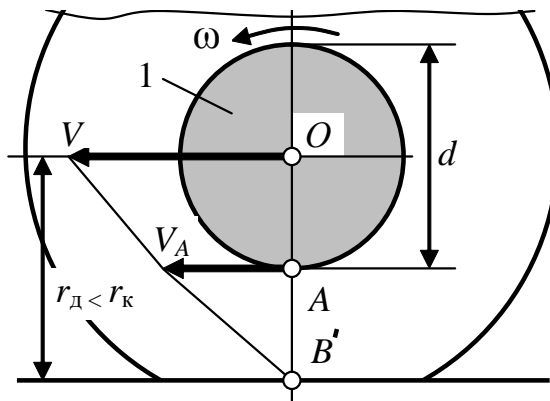


Рис. 2. Епюра розподілу лінійних швидкостей руху точок еластичного колеса у перерізі  $OAB$ .

У сучасних шин з радіальним кордом брекерний пояс (основа бігової доріжки) має велику еластичність у радіальному напрямі і велику жорсткість у окружному, внаслідок чого бігова доріжка "...поводить себе при коченні колеса подібно тракторному гусеничному ланцюгу" [3, с. 38].

За таких умов шлях  $L$ , пройдений колесом при його повороті на один оберт ( $\alpha = 2\pi$ ), буде таким же, як і у попередньому випадку.

Це означає, що радіус кочення колеса (вираз (2)) та лінійна швидкість руху т.О (вираз (1)) у даному випадку теж будуть такими, як і у попередньому випадку, що і відображено на рис. 2.

Згідно з виразом (3) лінійна швидкість руху точки  $A$  теж залишиться без змін, що теж відображено на рис. 2.

З'єднавши кінці векторів швидкостей точок  $O$ ,  $A$  і  $B'$  прямими лініями, отримуємо епюру розподілу лінійних швидкостей точок

еластичного колеса у перерізі  $OAB$ . Вона являє собою ламану лінію, що свідчить про існування двох різних кутових швидкостей у згаданому перерізі колеса. На ділянці  $OA$  перерізу кутова швидкість обертання залишиться тією ж, що і раніше, рівною  $\omega$ . Але на ділянці  $AB'$  перерізу кутова швидкість  $\omega'$  дещо більша, бо на меншому, ніж у жорсткого колеса, плечі  $AB'$  (рівному  $r_{\text{д}} - 0,5d$ ) вона забезпечує отримання тієї ж лінійної швидкості  $V_A$ , що і у жорсткого колеса:

$$V_A = \omega \cdot (r_{\text{к}} - 0,5d) = \omega' \cdot (r_{\text{д}} - 0,5d).$$

Звідси випливає, що кутова швидкість обертання ділянки  $AB'$  перерізу еластичного колеса дорівнює:

$$\omega' = \omega \cdot \frac{(r_{\text{к}} - 0,5d)}{(r_{\text{д}} - 0,5d)}. \quad (4)$$

Внаслідок цього еластичне колесо не можна розглядати як монолітне затверділе тіло, яке взаємодіє з опорною поверхнею на плечі, що дорівнює динамічному радіусу  $r_{\text{д}}$ .

Застосовуючи принцип затвердіння, еластичне колесо слід уявляти у вигляді двох твердих тіл, шарнірно з'єднаних між собою – колісного диска 1 з посадковим діаметром  $d$ , що обертається з кутовою швидкістю  $\omega$ , і прикріпленого до нього важеля 2 довжиною  $AB' = r_{\text{д}} - 0,5d$  (рис. 3), кутова швидкість обертання якого ( $\omega'$ ) дещо більша, ніж  $\omega$ , і визначається за виразом (4).

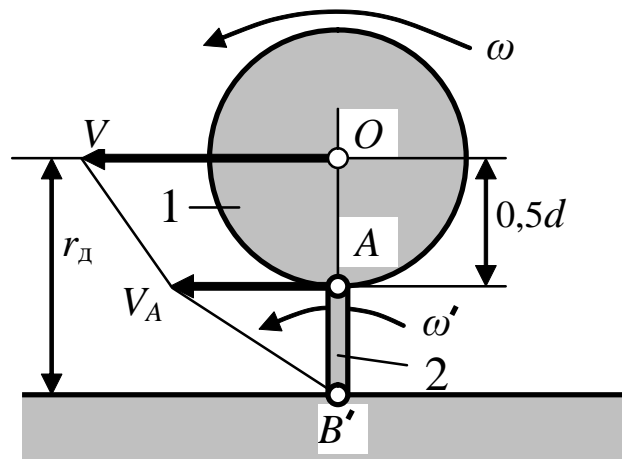


Рис. 3. Подання еластичного колеса у вигляді двох твердих тіл.

Сили, що діють у такій механічній системі, не можна визначити за допомогою рівняння її рівноваги.

Це можна зробити лише за допомогою рівняння віртуальної роботи, яке має вигляд (рис. 4):

$$\delta A = M_k \cdot \delta\alpha - P_k \cdot \delta L - R_z \cdot a \cdot \delta\alpha = 0, \quad (5)$$

де  $\delta\alpha$  – варіація кутової координати  $\alpha$  колеса;

$\delta L$  – варіація лінійної координати  $L$ , пов'язана з варіацією  $\delta\alpha$  співвідношенням  $\frac{\delta L}{\delta\alpha} = r_k$ , яке випливає з визначення радіуса кочення.

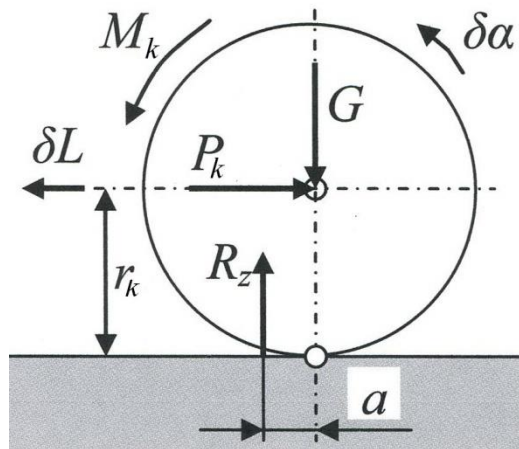


Рис. 4. До побудови рівняння віртуальної роботи колеса.

З рівняння (5) випливає

$$M_k = P_k \cdot \frac{\delta L}{\delta\alpha} + R_z \cdot a = P_k \cdot r_k + R_z \cdot a,$$

що підтверджує взаємодію еластичного колеса з опорною поверхнею на плечі, рівному радіусу кочення  $r_k$ , а не динамічному радіусу  $r_d$ .

Таким чином можна користуватися і загальноприйнятою моделлю еластичного колеса – у вигляді монолітного твердого тіла, але при цьому слід брати до уваги тільки радіус кочення колеса  $r_k$ .

Що стосується інших аспектів роботи еластичного колеса – буксування, сила опору його перекошування тощо, то вони залишаються без змін за винятком того, що у всіх випадках повинен застосовуватись тільки радіус кочення, а не динамічний радіус.

### Висновки

Причиною помилковості рівняння, яке за допомогою динамічного радіуса встановлює взаємозв'язок між прикладеними до еластичного колеса крутним моментом і силою тяги, є хибне уявлення про те, що еластичне колесо можна розглядати як монолітне затверділе тіло, що взаємодіє з опорною поверхнею на плечі, рівному динамічному радіусу.

Насправді еластичне колесо слід розглядати як механічну систему двох твердих тіл, шарнірно з'єднаних між собою – колісного диска діаметром  $d$  і прикріпленого до нього важеля довжиною  $r_d - 0,5d$ , кутова швидкість обертання якого дещо більша, ніж кутова швидкість диска. Застосування такої моделі колеса виключає можливість виникнення помилки.

Можна користуватись і моделлю колеса у вигляді монолітного твердого тіла, однак при цьому слід брати до уваги тільки радіус кочення.

### Список літератури

1. *Пожидаев С.П.* Про суперечність у теорії кочення еластичного колеса // *Механізація та електрифікація сіл. госп-ва: Міжвідомчий темат. наук. зб.* – Глеваха, 2013. – Вип. 97, т. 2. – С. 76–82.
2. *ГОСТ 17697-72.* Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – Введ. 1972-05-06. – М.: Изд-во станд., 1972. – 24 с.
3. *Работа автомобильного колеса* / В.И. Кнороз, Е.В.Кленников, И.П. Петров и др. – М.: Транспорт, 1976. – 239 с.

*Еластичное колесо нельзя рассматривать в виде монолитного затвердевшего тела, взаимодействие которого с опорной поверхностью происходит на плече, равном динамическому радиусу. Его следует рассматривать в виде двух твердых тел, шарнирно соединенных между собой – колесного диска и рычага, угловая скорость вращения которого несколько больше, чем диска.*

**Еластичное колесо, динамический радиус, радиус качения.**

*The elastic wheel can not be considered as hardened monolithic body equilibrium equations of which are made with the use of loaded radius. It should be presented in form of two solids pivotally interconnected –web of wheel and lever angular, velocity of which is slightly larger than the same of web of wheel.*

**Elastic wheel, loaded radius, rolling radius.**

УДК 629.631.554

## АНАЛІЗ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗБИРАЛЬНО-ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР

**С.Г. Фришев, доктор технічних наук**

*Пропонується методика аналізу пропускної здатності машинно-транспортного комплексу для зернових культур та удосконалення його параметрів під час застосування перевантажувальної технології.*

© С.Г. Фришев, 2013