

МЕХАНИЗАЦИЯ И ЭНЕРГЕТИКА

В.А. Шаршунов, член-корреспондент ААН РБ, доктор технических наук, профессор

А.Р. Цыганов, член-корреспондент ААН РБ, доктор сельскохозяйственных наук, профессор

Белорусская сельскохозяйственная академия

А.В. Чигарев, доктор физико-математических наук, профессор

Белорусская государственная политехническая академия

А.В. Кузьмицкий, кандидат технических наук

Белорусская сельскохозяйственная академия

УДК 631.371:621.311

Колесо: резервы энергосбережения

В статье отмечается, что основное место в современной теории качения колеса занимают процессы в области контакта колеса с основанием. В задаче исследований входило определение роли цапфы в указанном процессе. Рассматривается чистое качение недеформируемого колеса на твёрдом основании.

По результатам экспериментальных исследований установлено, что с увеличением скорости поступательного движения опытной тележки с 0,25 до 2,75 м/с сила сопротивления качению возрастает приблизительно в 9 раз (качение стальных колёс наружного диаметра 0,125 м осуществлялось по бетонной плите. Диаметр цапфы в опытах равнялся 16, 62 и 92 мм, трение сухое, сталь по стали).

Такое значительное увеличение силы сопротивления труднообъяснимо с известных позиций, поскольку при таких скоростях ни сопротивление воздуха, ни гистерезис не могут оказать сколько-нибудь значительного влияния.

В соответствии с выдвинутой гипотезой, главным неучтённым фактором является колебательно-волновой эффект, сопровождающий процесс качения. Получено уравнение эквивалентного колеса и определена его роль в процессе качения. Установлено, что затраты энергии на качение пропорциональны квадрату скорости независимо от сопротивления воздуха и гистерезиса

В последние годы автомобильное колесо подвергается интенсивному изучению и совершенствованию вследствие роста скоростей движения и стремления улучшить динамические и экономические качества мобильных машин. При этом современная теория качения [1] основывается прежде всего на явлениях, происходящих в зоне контакта колеса с основанием. К ним относятся проскальзывание (буксование) колёс, износ шин, их шум, деформация основания и колеса и др. В задачи исследований входило установление взаимосвязи указанных явлений с процессами в области цапфы.

Следует отметить, что область цапфы (будем понимать под этим термином основную цилиндрическую поверхность, разделяющую вращающуюся часть мобильной машины, т.е. колесо от невращающейся (остова), считается относительно "благополучным" узлом и в большинстве известных моделей в расчёт не принимается, поскольку величина момента сил трения в подшипниках невелика по сравнению с общими энергозатратами на качение.

К цапфам всё же обращаются, когда говорят о толкающей силе колеса [2] или о свободной окружной силе, передаваемой от колеса к оси автомобиля [3]. Однако в литературе отсутствуют сведения о механизме подобной передачи. Не ясно как, каким образом колесо передаёт механическую энер-

In the article it has been noted that the processes in the contact point of wheel with base take the basic place in modern theory of wheel rolling. The definition of the role of pin in the mentioned process was an aim of researches. The simple rolling of wheel without deformation on the hard base has been considered.

With trial researches results it has been stated that with increasing of the speed of forward motion of the trial cart from 0,25 to 2,75 m/s rolling strength has increased approximately in 9 times (the rolling of steel's wheels of outer diameter 0,125m has been realized on the concrete slab. The pin's size was 16, 62 and 92 mm, a dry friction, steel by steel).

That considerable strength's increasing is difficult to explain on the known background because under these speeds neither air strength, nor hysteresis can influence to a considerable extent.

In accordance with working hypothesis the main factor not taken into account is oscillatory-wave effect occurred in rolling process. The equation of equivalent wheel has been get and its role in rolling process has been defined. It has been stated that the rolling energy losses are proportional to square speed independent on air strength and hysteresis.

гию цапфе и, соответственно, остову мобильной машины. Во-первых, любая сила, приложенная в области цапфы, является для механической системы внутренней и по определению уравновешена, т.е. с какой силой колесо толкает цапфу, с такой же цапфа воздействует на колесо. Во-вторых, в соответствии с теоремой о движении центра масс механической системы в неинерциальной системе колесо сможет "толкнуть" цапфу (равно автомобиль) только при условии изменения расстояния между точкой опоры (началом координат) и центром масс толкаемого тела. Но поскольку это расстояние остаётся неизменным (точка опоры движется вместе с автомобилем), производные по координатам равны нулю и движение в принципе невозможно. В инерциальной же системе отсчёта неизбежно возникает вопрос о внешней силе. В качестве таковой обычно называют силу трения в контакте колеса с основанием [4, 5]. Однако сила трения по своей природе не является активной и действует лишь в той мере, в какой ей позволяет "быть активной" равная по модулю касательная сила тяги.

Всё сказанное свидетельствует о недостаточной изученности механизма качения, в частности, о неадекватности общепринятой схемы реальным процессам, протекающим как в зоне контакта колеса с основанием, так и в области цапфы. Статичность известных моделей, их упрощённость,

жесткая схематизация не позволяют объяснить не только шум шин, но и целого ряда других явлений, например, образования складок "ребристости" дорожного покрытия на тех участках, где транспорт производит интенсивное торможение: у светофоров, на крутых склонах, на железнодорожных и трамвайных рельсах. Остаётся неизученной также проблема проскальзывания колеса в зоне контакта с основанием как главная причина износа шин.

Приводимая ниже схема, не претендуя в силу общетеоретической постановки проблемы на полную аналогию качения реального колеса, тем не менее открывает, по мнению авторов, новые возможности в исследовании этого сложнейшего процесса.

Попытка анализа свойств колеса как преобразующего механизма (трансформатора) содержится в работе Н. Куликова [2]. В дальнейшем идея получила развитие в работах В. А. Петрушова [6]. В указанной работе отмечается, что анализ автомобильного колеса как обычного передаточного механизма наталкивается на вполне определённые трудности. По результатам исследований автором сделан вывод, что колесо не имеет явно выраженных свойств механизма, трансформирующего механическую энергию, а построение системы сравнительных безразмерных показателей (передаточное число, коэффициент трансформации и др.) колёс для сравнения с передаточными механизмами других типов требует чёткого определения обоснованных исходных параметров.

Основное уравнение качения, полученное академиком Е. А. Чудаковым, связывает приложенную к колесу нормальную нагрузку G , крутящий момент T , тяговую силу F , коэффициент сопротивления качению f , радиус качения R и записывается в виде

$$T/R = F + G \cdot f \quad (1)$$

Известно также утверждение, что потеря обобщённой силы есть не что иное, как сила сопротивления качению [6].

$$\Delta F = F_{\text{сопр}} = G \cdot f \quad (2)$$

Из приведенных выражений следует, что увеличение силы сопротивления качению связано прежде всего с увеличением коэффициента сопротивления f . Введение коэффициента позволяет согласовать результаты расчётов с экспериментальными данными, однако свидетельствует о недостаточной изученности проблемы.

Представляет интерес установление зависимости самой силы сопротивления от скорости движения и определение причин, оказывающих решающее влияние на динамику данного процесса.

С целью установления указанной зависимости были проведены экспериментальные исследования. Общий вид и схема экспериментальной установки представлены на рисунке 1. Установка включает раму 1, сферический шарнир 2, гидравлический домкрат 3, винтовые упоры 4, плиту 5, тележку 6, блок 7, грузы 8 и гидроуровень 9.

Установка позволяет исследовать процесс качения в ведомом режиме, в ведущем режиме и в режиме срыва под действием составляющей силы тяжести.

В ведомом режиме перемещение тележки осуществлялось под действием массы грузов 8 с помощью каната, перекинутого через блок 7. В ведущем режиме на колесо устанавливался рычаг, к которому подвешивался груз. В режиме срыва изменялся угол наклона плиты до момента начала движения. При этом регистрировались показания гидроуровня h и угол наклона определялся как $\arctg(h/L_{\text{баз}})$, где $L_{\text{баз}} = 4,5$ м — база измерений.

В качестве главного фактора, влияющего на величину силы сопротивления качению, было выбрано отношение диаметра цапфы $d_{\text{ц}}$ к диаметру колеса $D_{\text{к}}$. Экспериментальное колесо выполнено в виде набора втулок, входящих одна в другую с возможностью стопорения вращения с помощью торцевых отверстий и штифтов. При этом нужный по условию опыта диаметр цапфы оставляется незаstopоренным. Значения диаметров цапфы принимались 16, 62, 72, 82, 92, 102, 112 и 120 мм, а диаметр колеса $D_{\text{к}}$ равнялся 125 мм.

Грузы взвешивались на электронных весах ВН-15. Исследования проводились в статическом режиме с целью определения силы сдвига (коэффициента трения покоя) и в динамическом режиме в диапазоне скоростей 1–3 м/с. Для регистрации усилия на перемещение тележки использовался динамометр ДПУ-0,2 с верхним пределом измерений 2000 Н.

Вращение колёс осуществлялось без смазки (насухо) и с применением смазки литол-24.

Важнейшим параметром, определяющим величину силы сопротивления качению, является отношение диаметра цапфы к диаметру колеса $\lambda = d_{\text{ц}} / D_{\text{к}}$.

Зависимость силы сопротивления в относительном выражении от указанного параметра приведена на рисунке 2.

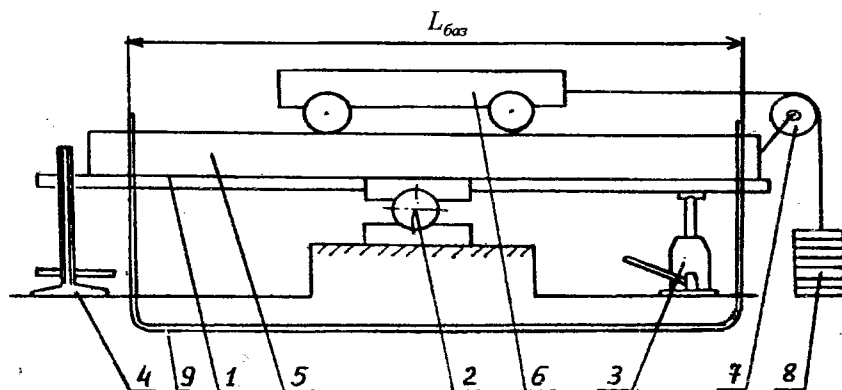


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 — рама, 2 — сферический шарнир, 3 — гидравлический домкрат, 4 — винтовые упоры, 5 — плита, 6 — тележка, 7 — блок, 8 — грузы, 9 — гидроуровень

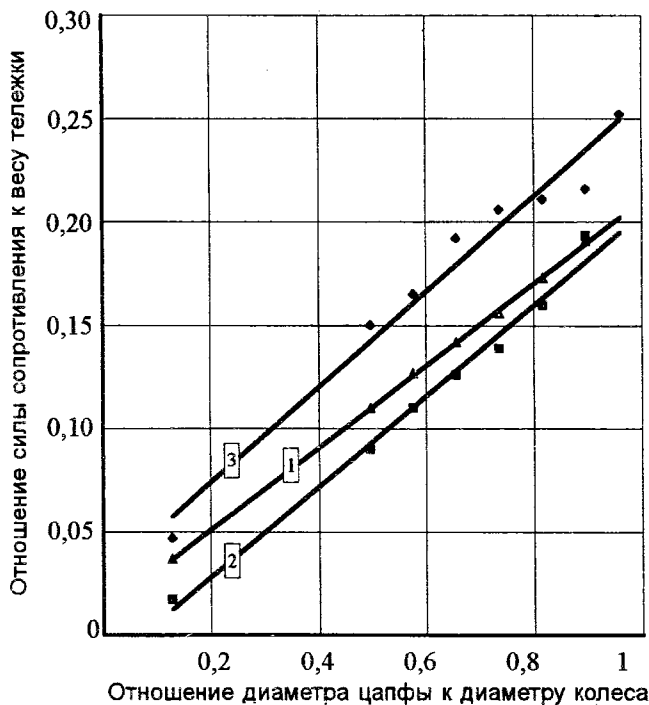


Рис. 2. Зависимость силы сопротивления качению от отношения диаметра цапфы к диаметру колеса: 1 — тележка в ведомом режиме; 2 — в ведущем режиме; 3 — на срыве с наклонной плоскости; режим трения — сухой, сталь по стали.

В соответствии с методикой исследований регистрировалась сила в момент начала движения. Как следует из диаграммы, в момент начала движения сила сопротивления возрастает с увеличением λ по линейному закону, что полностью согласуется с известными зависимостями. При этом минимальные затраты энергии относятся к ведущему режиму (кривая 2), когда одно из колес экспериментальной тележки приводилось во вращение с помощью закрепленного на нем рычага с грузом на плече фиксированной длины. С увеличением λ с 0,128 до 0,896 отношение силы сопротивления качению к весу тележки возрастает с 0,02 до 0,18, т.е. приблизительно на порядок. Для ведомого режима эта величина возрастает с 0,035 до 0,2, а для режима срыва с наклонной плоскости — с 0,06 до 0,25. Анализ приведенной зависимости показывает, что с увеличением λ (с увеличением диаметра цапфы) колесо теряет свое главное свойство: изолировать тележку с грузом от основания и уменьшать силу, необходимую для приведения её в движение. Таким образом, чем ближе отношение d_y / D_k к единице, тем ближе сила сопротивления качению к обычной силе трения, определяемой законом Кулона-Аммонтона, т.е. $F_k = G \cdot f$, где f — коэффициент трения материалов цапфы и колеса. Поскольку на графике представлены результаты исследований в режиме сухого трения “сталь по стали”, то чётко видно, что если $\lambda \rightarrow 1$, то $F_k \rightarrow G \cdot f$, т.е. к обычному трению скольжения.

В аспекте рассматриваемой проблемы наибольший интерес представляет зависимость силы сопротивления качению от скорости движения. Возможности экспериментальной установки позволяли варьировать значение скорости в интервале $0 \leq V_r \leq 3$ м/с. С учётом того, что диаметр колёс составлял 0,125 м, этот диапазон позволяет фиксировать значительное увеличение силы сопротивления качению при движении по сравнению с величиной силы сопротивления покоя.

Так, для диаметра цапфы $d_y = 16$ мм (при $\lambda = 0,128$) сила сопротивления возрастает в относительных единицах с 0,03 при скорости 0,25 м/с до 0,27 при скорости 2,75 м/с (рис. 3). Для диаметра цапфы 62 мм (при $\lambda = 0,496$) значение силы сопротивления увеличивается с 0,15 до 0,38, а для диаметра цапфы 92 мм — с 0,22 до 0,45.

Столь значительное увеличение силы сопротивления труднообъяснимо с общепринятых позиций, поскольку сопротивление воздуха при указанных скоростях ничтожно мало, гистерезисные явления в зоне контакта стального колеса с бетонным основанием также не являются доминирующими. Плечо трения качения в соответствии с законом Кулона для указанной пары материалов есть величина постоянная и поэтому также не может оказать влияние на рост силы сопротивления. Инерционные нагрузки в период установившегося движения невелики.

Таким образом, на основании приведенных экспериментальных данных можно сделать вывод, что известные теоретические зависимости не в полной мере учитывают факторы, влияющие на величину силы сопротивления качению. В соответствии с выдвинутой гипотезой таким неучтённым фактором является автоколебательный процесс в области контакта цапфы с колесом [7].

Как известно, колесо преобразует касательную силу в силу тяги, или, иначе говоря, в скорость движения мобильной машины. Ясно, что в соответствии с законом Ньютона для подобного преобразования нужен потенциал. Сложность в том, что на эквипотенциальной (горизонтальной) поверхности поле силы тяжести не совершает работы, но поскольку движение реализуется, то следует принять к рассмотрению в качестве потенциальной другую силу. Такой силой может явиться сила упругого взаимодействия колеса с основанием.

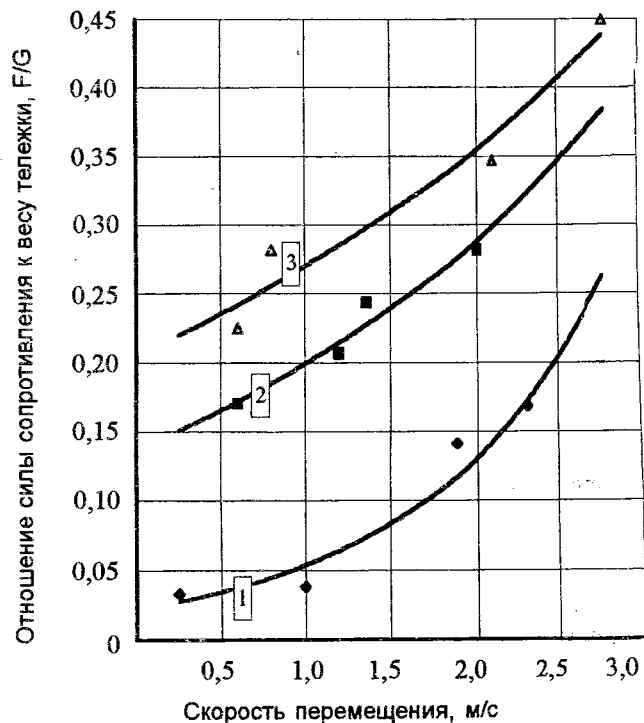


Рис. 3. Зависимость силы сопротивления от скорости перемещения тележки при диаметре цапфы 16, 62 и 92 мм (кривые 1, 2, 3 соответственно); наружный диаметр колёс — 0,125 м; материал основания — бетон, режим трения в цапфе — сухой, сталь по стали

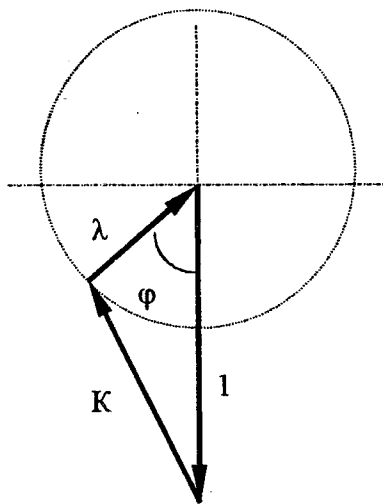


Рис. 4. Схема к анализу отношения скоростей V_{max}/V

Известно, что следствием действия силы является ускорение материальной точки, реализуемое на некоторой траектории. Для решения конкретной задачи применительно к колесу указанная связь является совершенно необходимой, т.е. следует говорить о том, что ускорение точки пропорционально изменению потенциала силы по дуге, тогда можно записать

$$\frac{d\vec{F}}{ds} \cdot k = m \frac{dV}{dt}, \quad (3)$$

где k — коэффициент пропорциональности, имеющий размерность длины;

ds — дифференциал дуги траектории перемещения точки;

V — скорость поступательного движения мобильной машины;

m — масса машины.

Для конкретизации записанного уравнения обратимся к кинематике. Рассмотрим колесо радиусом R на упругом основании. Радиус цапфы обозначим r . Точка, расположенная на окружности радиуса r , описывает при качении колеса трохойду, уравнения которой в параметрической форме

$$\begin{aligned} x &= R(\varphi - \lambda \sin \varphi) \\ y &= R(1 - \lambda \cos \varphi), \end{aligned} \quad (4)$$

где $\lambda = r/R$ — отношение радиуса цапфы к радиусу колеса.

Дифференцируя уравнения (4), определим скорость движения точки колеса вдоль траектории (трохойды):

$$V_{max} = \frac{dS}{dt} = R \sqrt{1 - 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2} \cdot \frac{d\varphi}{dt}. \quad (5)$$

Отношение скорости движения точки по трохойде к поступательной скорости колеса будет

$$\frac{V_{max}}{V} = \sqrt{1 - 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2}. \quad (6)$$

Правая часть может быть представлена как вектор \vec{K} , получаемый вращением вектора, равного по модулю λ , вокруг некоторого единичного вектора (рис. 4). Из рисунка

ка следует, что максимальное отношение указанных скоростей будет равно $(V_{max}/V)_{max} = 1 + \lambda$, а минимальное — $(V_{max}/V)_{min} = 1 - \lambda$, т.е. это отношение может быть как больше единицы, так и меньше.

Поиск решения в виде $\sqrt{1 - 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2} = \sin \varphi$ даёт простой результат

$$\cos \varphi = \lambda. \quad (7)$$

Уравнение (7) определяет окружность в полярных координатах. На рисунке 5 эта окружность изображена пунктирной линией. Обозначим её буквой A . Точки, принадлежащие в данный момент времени указанной окружности, обладают некоторыми важными свойствами:

1. Круговая частота ω_2 равна удвоенной частоте основного круга ω_1 (можно представить тонкий обруч радиуса $R/2$ в обруче радиуса R . Их совместное качение даст указанное соотношение).

2. Окружность A делит хорды окружности B , проведенные из мгновенного центра Π , пополам, т.е. $PC = C'O_1\Pi$ (O_1C — высота равнобедренного $\Delta C'O_1\Pi$).

3. Фазовый угол окружности A равен удвоенному фазовому углу окружности B .

4. Отношение скорости абсолютного движения точки относительно мгновенного центра (\cdot) Π к окружной скорости любой точки окружности A относительно центра O_2 в данный момент времени равно синусу фазового угла φ .

5. Точки окружности A не имеют поступательной составляющей скорости, т.е. в данный момент времени центр окружности A (точка O_2) неподвижен.

Приведенные свойства показывают, что окружность A является эквивалентной по отношению к основному кругу.

Следует отметить, что каждая конкретная точка основного круга (например точка C) движется по трохойде, образованной радиусом O_1C вместе с остальными точками окружности, образованной этим радиусом. И лишь в некоторый момент времени, совместившись с окружностью A , точка C приобретает приведенные выше свойства. Но очевидно, что в каждый момент времени на смену точке C приходит другая так, что в итоге окружность A образует некую линию тока, движущуюся (вращающуюся) в плоскости основного круга. Возвращаясь к уравнению (3), запишем его применительно к эквивалентному колесу, учитывая, что $dS = R \cdot 2d\varphi / 2 = R \cdot d\varphi$:

$$\frac{d\vec{F}}{R \cdot d\varphi} \cdot k = m \frac{dV}{dt}, \quad (8)$$

где $d\varphi$ — элементарный угол поворота основного колеса.

Тогда

$$d\vec{F} \cdot k = m \cdot R \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot dV, \quad (9)$$

или

$$d\vec{F} \cdot k = m \cdot R \cdot \omega \cdot dV.$$

Но $R \cdot \omega$ есть поступательная скорость колеса V , следовательно

$$d\vec{F} \cdot k = m V dV. \quad (10)$$

Интегрируя уравнение (10) в пределах изменения силы от F_1 до F_2 и скорости от V_1 до V_2 , получим:

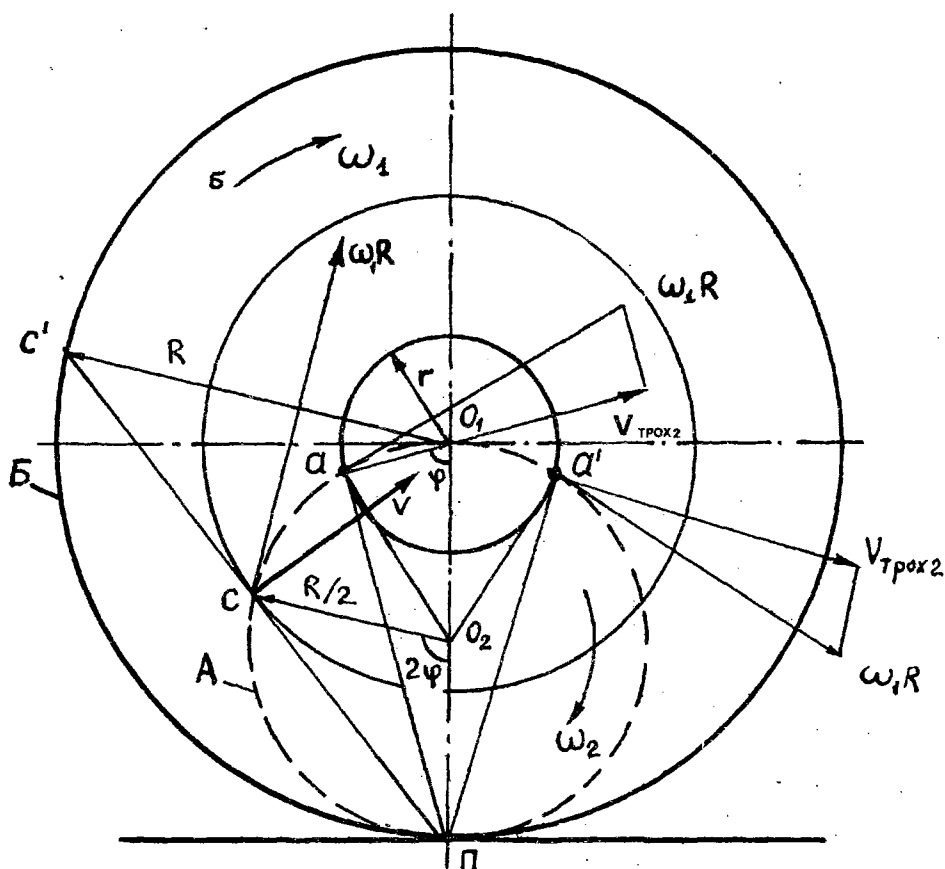


Рис 5. Кинематическая схема колеса: Б — основная окружность; А — эквивалентное колесо; r — радиус цапфы; φ — фазовый угол

$$k \int_{F_1}^{F_2} dF = m \int_{V_1}^{V_2} V dV,$$

или
$$k(F_2 - F_1) = m \left(\frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} \right). \quad (11)$$

Принимая $V_1 = 0$, окончательно имеем

$$kF_{\text{кас}} = \frac{mV^2}{2}, \quad (12)$$

где $F_2 - F_1 = F_{\text{кас}}$ — разность потенциалов силы упругого взаимодействия колеса с основанием, или касательная сила тяги.

Из выражения (12) следует, что коэффициент k численно равен радиусу основного круга, т.е. $k=R$.

Полученное уравнение есть не что иное, как закон сохранения энергии. Оно показывает, что сила сопротивления качению колеса (мобильной машины) прямо пропорциональна квадрату скорости поступательного движения.

Таким образом, возрастание силы сопротивления непосредственно, по сути связано с ростом скорости движения.

Свойства поверхности, сопротивление воздуха, явление несовершенной упругости и многие другие факторы являются лишь дополнительными факторами, которые

должны быть, безусловно, учтены в практических расчётах, но их действие не является принципиальным.

Разумеется, полученное уравнение является весьма общим. Однако оно не противоречит основным законам динамики, но позволяет конкретизировать их применительно к механике колеса, определяет пути дальнейшего поиска решений в данном направлении.

Литература

1. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. — Минск: Выш. шк., 1986. — 206 с.
2. Куликов Н. Работа автомобильного колеса // Труды/НАМИ, Москва: Машгиз, 1955. — Вып. 77.
3. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. — Москва: Машгиз, 1961. — Т. 1.
4. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. — Москва: Наука. — 1968. — 431 стр.
5. Зоммерфельд А. Механика. — Москва: Гос. издат. иностран. лит., 1947. — 391 с.
6. Петрушов В.А. Внешние характеристики эластичного колеса // Труды/НАМИ. — Москва, 1969. — Вып. 106
7. Чигарев А.В., Кузьмицкий А.В. Моделирование автоколебаний в контакте цапфы с подшипником колеса мобильной машины // Весті Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. — 1999. — № 3. — С. 112-117.