

**Довбня Н. П.,  
Бондаренко Л. Н.,  
Бобырь Д.В.,  
Шепотенко А. П.**

Дніпропетровський національний  
університет з/т ім. академіка В. Лазаряна,  
м. Дніпро, Україна  
E-mail: dmitrob@ua.fm

## СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ КОЛЕС ЛОКОМОТИВА ОТ ОТДЕЛЬНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ

УДК 629.42

Определены сопротивления качению от отдельных составляющих при статической нагрузки на колесо, жесткости рессор как для нового, так и изношенных бандажей и рельсов. Показано, что главными нагрузками, влияющими на сопротивление качению колес тепловозов являются нагрузки от статического давления и неровности пути.

**Ключевые слова:** сопротивление качению, тепловоз, касательная мощность, осевая нагрузка, жесткость упругого подвешивания.

### Введение

Начиная с работ Кулона (1785 г.) было предложено много зависимостей для определения сопротивления качению, ввиду отсутствия точных сведений о характере деформации катящихся тел и сложности проведения эксперимента. Это заставило выдвигать гипотезы, объясняющие причину появления сопротивления при качении, начиная с предположения о появлении впереди соприкасающихся элементов волны материала, что смещает точку приложения реакции в сторону движения, до теории Рейнольдса, предполагающей причину сопротивления качению сопротивлением скольжению в месте контакта. Отметим, что эта теория просуществовала около 80 лет, когда Табор (Tabor D.) в 1955 г. экспериментально доказал, что роль скольжения при качении незначительная.

Получить аналитические зависимости для определения сопротивления качению без знания напряжений и деформаций при взаимном нажатии двух соприкасающихся тел стало возможным только после решения Г. Герцем в 1881 - 1882 г.г. основных задач, основанных на теории упругости.

Не выделяя отдельные предположения при которых получены формулы Герцем отметим главное: напряжения в зоне контакта не превышают предела упругости.

Исходя из теории Герца, Табор в 1955 г. получил аналитические зависимости для определения коэффициента трения качения при линейном и точечном контактах используя работы давления на фронтальных и тыльных сторонах эпюры давлений.

Табором получены такие аналитические зависимости [1]:

- при линейном контакте:

$$k = \alpha \frac{2b}{3\pi}; \quad (1)$$

- при точечном контакте:

$$k = \alpha \frac{3b}{16}, \quad (2)$$

где  $b$  – полуширина пятна контакта;

$\alpha$  – коэффициент гистерезисных потерь.

Отсутствие аналитических зависимостей для определения коэффициента  $\alpha$  свело на нет практическое применение формул (1) и (2). Предложенный в [1] экспериментальный способ его определения с помощью растяжения - сжатия образца если и пригоден, то для конкретного случая.

В [2] предложена экспериментально-аналитическая зависимость для определения  $\alpha$  с использованием экспериментальных значений коэффициента трения качения для крановых колес диаметром от 200 до 1000 мм, как при точечном, так и линейном контактах.

Крановые колеса взяты потому, что в кранах главным сопротивлением передвижению является сопротивление качению при незначительном влиянии таких сопротивлений как от рассеяния энергии строением пути, колебаний наддресорного строения, неровности рельсового пути, сопротивлением воздушной среды.

В результате выравнивания данных коэффициента трения качения по методу выбранных точек получены следующие зависимости для определения коэффициента трения качения:

- при линейном контакте:

$$k = 0,225be^{-1,2R_k}; \quad (3)$$

- при точечном контакте:

$$k = 0,16be^{0,2R_x}, \quad (4)$$

где  $R_x$  – радиус колеса в метрах.

Отметим, что эти формулы по объективным и субъективным причинам получены независимо от (1) и (2).

В некоторых источниках предложены аналогичные формулы, но без коэффициента гистерезисных потерь и коэффициентами далекими от их величин в формулах (1 - 4). Например, в [3] предложено  $k = 0,11b$  при линейном и  $k = 0,1b$  при точечном контактах.

В учебниках для ВТУЗов железнодорожного транспорта приводится формула Кулона, а сопротивление качению рекомендуется определять через удельное сопротивление качению  $w_{mk} = 0,3 \dots 0,4$  Н/кН [4].

Несовпадение числовых величин перед полушириной пятен контакта в формулах (1), (3) и (2), (4) очевидно связано с округлением коэффициента  $k$  в экспериментах до десятых миллиметра, а также с тем, что их значения получены одинаковыми для нескольких диаметров колес (например,  $k = 0,5$  мм для диаметров 400; 500; 560 и 630 мм при плоском рельсе и  $k = 0,6$  мм со скругленной головкой).

Будем считать для такого класса задач коэффициенты перед  $b$  близкими по величине, а поскольку коэффициенты в формулах Табора получены аналитически, то будем считать их точными. Величины  $\alpha$  теперь найдем меняя коэффициенты перед  $R_x$  в показателях экспоненты. Этого равенства можно достичь, приняв величины  $\alpha$  в формулах (1) и (2) следующими:

$$\alpha = e^{-1,13R_x} \text{ и } \alpha = e^{0,2R_x}. \quad (5)$$

Теперь формулы Табора (1) и (2) запишутся в следующем виде:

- при линейном контакте:

$$k = \frac{2b}{3\pi} e^{-1,13R_x}; \quad (6)$$

- при точечном контакте:

$$k = \frac{3b}{16} e^{0,23R_x}. \quad (7)$$

Имея аналитическую зависимость (7) можно получить средние значения от колебаний наддрессорного строения, статической нагрузки и средних квадратичных отклонений для отдельных составляющих динамической нагрузки.

### Цель и постановка задачи

Найти сопротивления качению от отдельных составляющих при статической нагрузки на колесо  $P_{cm} = 103$  кН, жесткости рессорного подвешивания буксовой ступени  $\mathcal{J}_p = 1275$  МН/м, рельсе с радиусом закругления  $R_p = 300$  мм как для нового, так и изношенных бандажей и рельсов.

### Изложение материалов исследований

#### 1. Сопrotивление качению колеса от статического давления на рельс

##### 1.1. Новый рельс

Полуширина пятна контакта:

$$b = m_3 \sqrt{\frac{3(1-\mu^2)P_{cm}R_xR_p}{E(R_x + R_p)}}, \quad (8)$$

где  $m$  – функция вспомогательного угла  $\varphi$ , определяемого по формуле  $\cos \varphi = (R_x - R_p)/(R_x + R_p)$  и при радиусе колеса  $R_x = 525$  мм, модуле упругости материалов колеса и рельса  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа, коэффициенте Пуассона  $\mu = 0,3$   $\cos \varphi = 74^\circ 10'$  и при этом  $m = 1,216$ , а  $b = 7,72$  мм.

Коэффициент трения качения согласно формуле (7)  $k = 1,63$  мм.

Сопrotивление качению колеса по новому рельсу, приходящееся на статическое давление:

$$W_{cm} = \frac{kP_{cm}}{R_k} = 319,8 \text{ Н.}$$

### 1.2. Изношенный рельс

В [4] рекомендуется ширину площадки контакта изношенных бандажей и рельсов принимать равной  $B = 35$  мм.

Полуширина пятна контакта

$$b = 1,52 \sqrt{\frac{P_{cm} R_k}{BE}}, \quad (9)$$

и составляет  $b = 4,12$  мм.

Коэффициент трения качения согласно формуле (6)  $k = 0,58$  мм и сопротивление качению  $W_{cm} = 94,9$  Н.

Таким образом, относительная величина сопротивления качения составляет: при новом рельсе  $w_{cm} = 319,8/103 = 3,1$  Н/к и при изношенном  $w_{cm} = 114/103 = 1,11$  Н/кН вместо рекомендуемых значений  $w_{mk} = 0,3 \dots 0,4$  Н/кН (0,3 ... 0,4 кгс/тс) [4].

## 2. Нагрузка от колебаний наддресорного строения.

### 2.1. Среднее значение [4]:

$$P_{p\text{cp}} = 0,75 \mathcal{J} z_{\text{max}}, \quad (10)$$

где  $\mathcal{J} = 1300$  Н/мм – расчетная жесткость упругого подвешивания буксовой ступени, отнесенная к колесу;

$z_{\text{max}} = 15$  мм – наибольший динамический прогиб рессоры.

Таким образом  $P_{p\text{cp}} = 14625$  Н.

#### 2.1.1. Новый рельс

Согласно (8)  $b = 4,03$  мм, согласно (7)  $k = 0,852$  мм, а  $W_{p\text{cp}n} = 23,7$  Н.

#### 2.1.2. Изношенный рельс

Согласно п.1.2.  $b = 1,55$  мм,  $k = 0,182$  мм, а  $W_{p\text{cp}u} = 5,1$  Н.

### 2.2. Среднее квадратичное отклонение:

$$S_p = 0,08 \mathcal{J} z_{\text{max}} = 1560 \text{ Н.}$$

Вертикальная расчетная нагрузка, приходящаяся на  $S_p$ :

$$P_{p\text{p}} = 0,75 S_p = 3900 \text{ Н.}$$

Аналогично п.п.2.1.1 и 2.1.2.

2.2.1.  $b = 2,6$  мм,  $k = 0,49$  мм, а  $W_{p\text{p}n} = 3,61$  Н.

2.2.2.  $b = 0,80$  мм,  $k = 0,17$  мм, а  $W_{p\text{p}u} = 0,70$  Н.

## 3. Среднее отклонение нагрузки при движении по плавным изолированным неровностям пути

Среднее значение в этом случае  $P_{np\text{cp}} = 0$ .

Среднее квадратичное отклонение:

$$S_{nn} = 0,565 \cdot 10^{-8} \cdot \beta \gamma l P_{cm} V \sqrt{\frac{U}{K} q}, \quad (11)$$

где  $\beta = 1,15$  – коэффициент, учитывающий тип рельса;

$\gamma = 1,1$  – для балласта из гравия;

$l = 62,5$  – расстояние между осями шпал;

$P_{cp} = P_{cm} + P_{p\ cp} = 119,625$  кН – статическая нагрузка на колесо;

$q = 23,3$  кН – неподрессоренный вес;

$U = 15 \dots 35$  МПа – модуль упругости рельсового основания;

$K$  – коэффициент относительной жесткости рельсового основания и рельса,  $K = 0,009 \dots 0,012$  1/см; очевидно, что его формальный перевод в систему СИ будет неправильным ввиду его экспериментального значения. Поэтому воспользовавшись, полученной в [4] величиной последнего множителя в уравнении (11), считая значение  $U$  и  $q$  переводимыми в систему СИ, получим, что  $K = 9000 \dots 12000$  м<sup>-1</sup>.

Выражение (11) при принятых входящих в него величинах запишется в виде:

$$S_{ин} = 0,565 \cdot 10^{-8} \cdot 1,15 \cdot 1,1 \cdot 62,5 \cdot 119625 \cdot V \sqrt{\frac{26,7 \cdot 10^6 \cdot 23300}{12000}} = 385V.$$

Вертикальная расчетная нагрузка  $P_{ин\ cp} = 2,5S_{ин}$  зависит от скорости и составляет при  $V = 60$ ; 80; 100 и 120 км/ч составит 57,75; 77,00; 96,25 и 115,5 кН соответственно.

На рис. 1 показаны зависимости от скорости тепловоза средней вертикальной расчетной нагрузки, коэффициента трения качения и сопротивления качению одного колеса.

#### 4. Нагрузка от действий плавной изолированной неровности на бандаж

Предполагается, что такие неровности имеют место у 5 % всех локомотивных колес. Среднее значение в этом случае  $P_{инк} = 0$ .

Среднее квадратичное отклонение [4]:

$$S_{инк} = 0,25ag \frac{2U}{K} y_{max}, \quad (12)$$

где  $a = 0,065$  см – глубина закатанной выбоины;

$y_{max} = 1,47$  – максимальное значение коэффициента динамичности;

$g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения.

Подстановка этих величин дает  $S_{инк} = 10430$  Н. Отметим, что ускорение  $g$  здесь введено искусственно ввиду экспериментальной величины  $a$  в см.

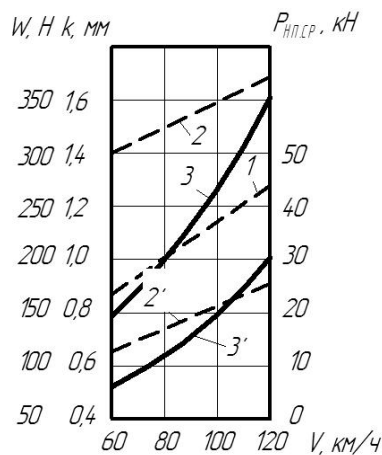


Рис. 1 – Зависимость от скорости тепловоза при движении по плавным изолированным неровностям пути:

- 1 – вертикальной расчетной нагрузки;
- 2 – коэффициента трения качения;
- 3 – сопротивлений качению (со штрихами – изношенный рельс)

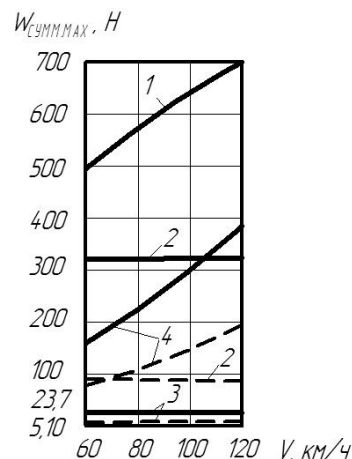


Рис. 2 – Зависимость сопротивления качению колес тепловоза от скорости:

- 1 – суммарное сопротивление (штрихами показаны сопротивления для изношенного рельса);
- 2 – от статической нагрузки;
- 3 – нагрузки от колебаний наддрессорного строения;
- 4 – от плавной изолированной неровности пути

Сопrotивление качению от действия плавной изолированной неровности на бандаже.

При  $S_{инк} = 10430$  Н нагрузка на колесо:

$$P_{инк} = 2,5 \sqrt{0,05 S_{инк}} = 5830 \text{ Н.} \quad (13)$$

**4.1. Сопротивление качению по новому рельсу при ширине контакта  $b = 2,96$  мм, коэффициенте трения качения  $k = 0,63$  мм,  $W_{инк\ n} = 7,0$  Н.**

**4.2. Сопротивление качению по изношенному рельсу при  $b = 0,98$  мм,  $k = 0,115$  мм,  $W_{инк\ и} = 1,3$  Н.**

### 5. Нагрузка от действия непрерывных плавных неровностей на бандаж $P_{инб}$

Считается, что прокат неравномерно распределяется по окружности бандажа. Этот недостаток наблюдается у 95 % всех локомотивных бандажей.

Среднее значение  $P_{инн} = 0$ .

Среднее квадратичное отклонение

$$S_{инн} = 0,112 \cdot 10^{-4} \cdot q \frac{V^2}{D^2} \cdot \frac{U}{K}, \quad (14)$$

где  $D = 105$  см – диаметр колеса.

При принятых выше значениях величин, входящих в эту формулу, получим  $S_{инн} = 56180V^2$ .

Вертикальная нагрузка на колесо от этого вида неровностей  $P_{инн} = 2,5V\sqrt{0,95 \cdot 0,537}$  и составляет при скоростях 60; 80; 100; 120 км/ч соответственно 107; 143; 179 и 214 Н.

5.1. Сопротивление качению по новому рельсу в этом случае составляет менее 1 Н при любой скорости, а при изношенном – значительно меньше.

Анализ сопротивлений показывает, что их величины как от действия плавной изолированной неровности на бандаже, так и от действия неравномерных плавных неровностей на нем составляет незначительную часть величин других возмущений и могут не учитываться при расчете сопротивлений.

Как и при расчете напряжений в [4] при расчете сопротивлений качению можно учитывать статическое давление  $P_{ст}$ , среднее квадратичное отклонение от неровности пути  $P_{ин} = 2,5S_{ин}$  и от колебаний надрессорного строения  $W_p$ , т.е.

$$W_{сум\ max} = W_{ст} + 2,5S_{ин} + W_p. \quad (15)$$

Зависимости  $W_{сум\ max}$  от скорости движения показаны на рис. 2.

С учетом 12 колес общее сопротивление качению при конструкционной скорости  $V = 100$  км/ч составит: при новом рельсе  $W_{онр} = 3500$  Н и при изношенных рельсах  $W_{ос} = 1860$  Н, что составляет соответственно около 3 % эффективной мощности дизелей при новом рельсе и около 1,3 % при изношенном.

### Выводы

Анализ полученных зависимостей и графиков на рис. 1 и рис. 2 позволяет сделать следующие выводы и предложения:

- относительная величина статического сопротивления качению колес тепловозов  $w = 3...4$  Н/кН;
- главными нагрузками, влияющими на сопротивление качению колес тепловоза являются нагрузки от статического давления и неровности пути (при  $V = 100$  км/ч примерно по 300 Н);
- уменьшение сопротивления качению колес тепловоза практически возможно за счет уменьшения давления от неровности пути ибо уменьшение массы тепловоза обусловлено касательной мощностью;
- разница в величинах сопротивления качению по новому и изношенному рельсу должна учитываться при выборе тепловоза (разница примерно в два раза).

### Литература

1. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
2. Бондаренко Л. М., Довбня М. П., Поветкін В. С. Деформаційні опори в машинах. – Дніпропетровськ; Дніпр – VAL, 2002. – 200 с.
3. Ковальський Б. С. Вопросы передвижения мостовых кранов. – Луганск: Изд-во ВНУ, 200. – 63 с.
4. Подвижной состав и тяга поездов / Третьяков А. П., Деев В. В., Перова А. А. и др. – М.: Транспорт, 1979. – 368 с.

Поступила в редакцію 21.11.2016

Dovbnya N.P., Bondarenko L.N, Bobyr D.V. Shepotenko A.P. **Resistance to woobling of wheels of locomotive from the separate constituents of the dynamic loading.**

Resistances to woobling are certain from separate constituents at static load on a wheel, inflexibility of springs both for new and threadbare bracers and rails. It is shown that main loading influencing on resistance to woobling of wheels of diesel engines there are loading from static pressure and unevenness of way.

**Keywords:** resistance to woobling, diesel engine, tangent power, axleloading, inflexibility of the resilient hanging.

### References

1. Johnson K. *Mehanika kontaktnogo vzaimodei`stviia*. M.: Mir, 1989. 510 p.
2. Bondarenko L. M., Dovbnia M. P., Povetkin V. S. *Deformatcii`ni opori v mashinakh*. Dnipropetrovs`k; Dnipro - VAL, 2002. 200 p.
3. Koval`skii` B. S. *Voprosy` peredvizheniia mostovy`kh kranov*. Lugansk: Izd-vo VNU, 200. 63 p.
4. *Podvizhnoi` sostav i tiaga poezdov*. Tret`iakov A. P., Deev V. V., Perova A. A. i dr. M.: Trans-port, 1979. - 368 p.