

# НЕДРОПОЛЬЗОВАНИЕ И ГОРНЫЕ НАУКИ

УДК 622.331.002.5

## МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ НА СДВОЕННЫЙ КОЛЕСНЫЙ ХОД ТОРФЯНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

А.Л. ЯБЛОНЕВ, д-р техн. наук, А.А. АЛЕКСЕЕВ, канд. техн. наук

Тверской государственной технической университет,  
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, e-mail: alvovich@mail.ru

© Яблонев А.Л., Алексеев А.А., 2024

Отмечено, что переход абсолютного большинства торфодобывающих компаний на использование тракторов и машин на пневмоколесном ходу обозначил ярко выраженную проблему проходимости техники по грунтам с пониженной несущей способностью. Одним из путей решения данной проблемы является сдваивание колес для увеличения как периметра, так и площади пятна контакта колеса с торфяной залежью. Подчеркнуто, что для обоснованного «доукомплектования» всех машин необходимо правильно рассчитать нагрузки на сдвоенный колесный ход. В настоящий момент такая методика носит весьма приблизительный и условный характер, подразумевая равенство нагрузок на оба колеса в блоке. Вместе с тем опыт эксплуатации пневмоколесной техники, особенно на дорогах с твердым покрытием, показывает, что внутренние колеса изнашиваются значительно быстрее наружных, и это свидетельствует о большей нагруженности внутренних колес. Представлена методика по ориентировочному расчету нагрузок на оба колеса в блоке, подтверждающая данный вывод.

*Ключевые слова:* торфяная залежь, пневматический колесный ход, сдвоенное колесо, изгибающий момент, нагрузки, эпюра, транспортная машина.

**DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-45-55**

### ВВЕДЕНИЕ

Широкое распространение на торфодобывающих предприятиях России тракторов и машин на пневмоколесном ходу вместо традиционного гусеничного в последние 10–15 лет способствовало большей универсальности техники (из-за возможности выхода ее на дороги общего пользования), повышению скоростей поступательного движения и внедрению почвозащитных технологий [1–3]. Преобразилась и логистика транспортных операций [4, 5]. Тем не менее, если учесть тот факт, что именно при уборочно-транспортных операциях ходовые устройства машин и тракторов испытывают максимальные нагрузки [6, 7], обозначились новые проблемы, связанные с проходимостью техники по торфяным залежам, особенно нарушенной структуры [8–10]. Одним из путей решения этих проблем является сдваивание, а в некоторых случаях (при проведении ремонтно-подготовительных операций) и страивание колес (рис. 1) для получения большей площади пятна контакта и, соответственно, снижения удельного давления под колесами [11–13]. При подборе типоразмеров дополнительных колес и способа их установки следует отталкиваться от

нагрузки на колесо, во многом определяющей удельное давление. Допускаемое удельное давление для торфяной залежи  $P_d$  может быть найдено по известной формуле [6, 14]:

$$P_d = A_d + B_d \frac{\Pi}{S}, \quad (1)$$

где  $A_d$  и  $B_d$  – константы торфяной залежи, характеризующие сопротивления смятию и срезу соответственно и зависящие от ее состояния и вида работ;  $\Pi$  – периметр пятна контакта колеса с залежью;  $S$  – площадь пятна контакта колеса с залежью.



Рис. 1. Трактор на сдвоенных передних и строенных задних колесах в агрегате с шнековым профилировщиком поверхности картовых полей

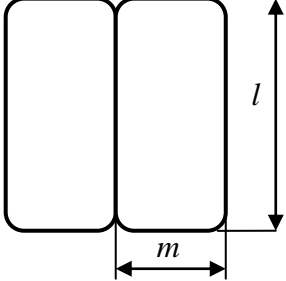
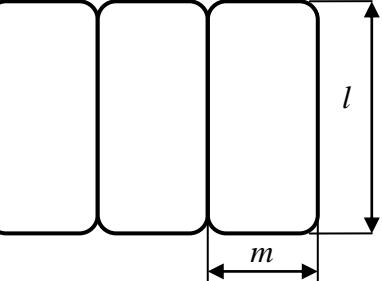
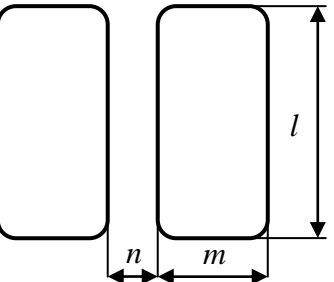
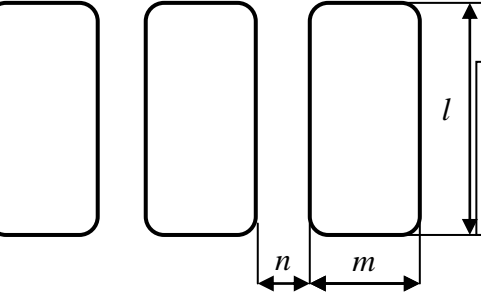
Формирование периметра и площади пятна контакта для сдвоенных и строенных неподвижно стоящих колес приведено в таблице.

Анализ содержания таблицы показывает, что при одинаковой площади отпечатка периметр пятна контакта, определяющий сопротивление торфяной залежи срезу, имеет значительно большие значения у разнесенных колес. Отсюда из формулы (1) следует, что допускаемое давление для разнесенных колес больше, чем для соединенных, а нагрузка на разнесенные колеса при прочих равных условиях для разнесенных колес возможна большая, чем для соединенных. Казалось бы, решение проблемы опорной проходимости найдено – устанавливать на машинах сдвоенные или строенные разнесенные колеса, тем более что на территории торфодобывающих предприятий практически отсутствуют ограничения по габаритной ширине техники. Однако практика их эксплуатации показала, что при любом сдваивании, а тем более страивании, намного ухудшаются управляемость и возможность маневрирования, особенно при разнесенной установке. Следовательно, для повышения проходимости при незначительном ухудшении управляемости расстояние  $n$  (таблица) между колесами следует выбирать минимальным, но достаточным для того, чтобы перемычка между отпечатками соседних колес не сминалась, а каждое колесо работало как самостоятельный штамп [15].

Данная задача относится к области механики грунтов, а одним из входных параметров в ней является нагрузка на каждое колесо в отдельности. Теория расчета торфяных и других горных и технологических машин не дает ответа на вопрос о том, как рассчитать эту нагрузку. Сдвоенное колесо рассматривается даже в теории автомобиля как состоящее из одинаковых равнонагруженных колес [16–18]. Данный широко

используемый в практике метод расчета нагрузок на сдвоенный колесный ход предполагает равенство нагрузок на внешние и внутренние колеса, а также рассмотрение балки с колесами как статически определимой системы. В то же время опыт эксплуатации сдвоенных колес показывает, что внутренние колеса изнашиваются интенсивнее, чем наружные, что свидетельствует об их большей нагруженности.

#### Формирование пятна контакта с залежью для сдвоенных и строенных колес

№ пп.	Форма отпечатка пятна контакта колес на торфяной залежи и тип установки колес	Формула для расчета периметра $\Pi$ и площади $S$ пятна контакта
1	 <div data-bbox="754 689 1034 831" style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin-left: auto; margin-right: auto;">             Тип установки – сдвоенные соединенные           </div>	$\Pi = 2(l + 2m);$ $S = 2ml$
2	 <div data-bbox="754 1003 1034 1144" style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin-left: auto; margin-right: auto;">             Тип установки – строенные соединенные           </div>	$\Pi = 2(l + 3m);$ $S = 3ml$
3	 <div data-bbox="754 1317 1034 1458" style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin-left: auto; margin-right: auto;">             Тип установки – сдвоенные разнесенные           </div>	$\Pi = 4(l + m);$ $S = 2ml$
4	 <div data-bbox="794 1597 1034 1771" style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin-left: auto; margin-right: auto;">             Тип установки – строенные разнесенные           </div>	$\Pi = 6(l + m);$ $S = 3ml$

Примечание.  $l$  – длина отпечатка;  $m$  – ширина отпечатка;  $n$  – расстояние между отпечатками.

Известный вероятностный метод расчета хоть и дает возможность определить нагрузки на внутренние и внешние колеса [19], однако не учитывает первопричину появления разных нагрузок – деформацию несущей балки [20], причем с ростом расстояния между внутренним и внешним колесом погрешность метода значительно увеличивается.

Работы по обоснованию применимости пневмоколесного хода в условиях торфодобывающих предприятий проводились в Тверском государственном техническом университете в 2008–2017 гг. [7, 8, 12, 21, 22], но обозначенный выше спектр вопросов остался за границей исследования. Таким образом, разработка методики расчета нагрузки на внутренние и внешние колеса торфяных машин является актуальной задачей и составляет цель данной статьи.

### МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Рассмотрим схему приложения известной нагрузки ( $Q/2$ ) 1 от кузова и груза транспортного средства на несущую балку и колеса через грузовые (в том числе рессорные) площадки (рис. 2). В схеме эквивалентной балки 2 заменим колеса на опоры. Плечи в левой и правой частях балки равны:  $a = d$ ;  $b = c$ , поэтому данную балку можно считать предположительно симметрично нагруженной, т.е.  $R_A = R_D$ ,  $R_B = R_C$ . Схема эквивалентной балки с нагрузкой 3 также представлена на рис. 2, причем очевидно, что  $X_A = 0$ .

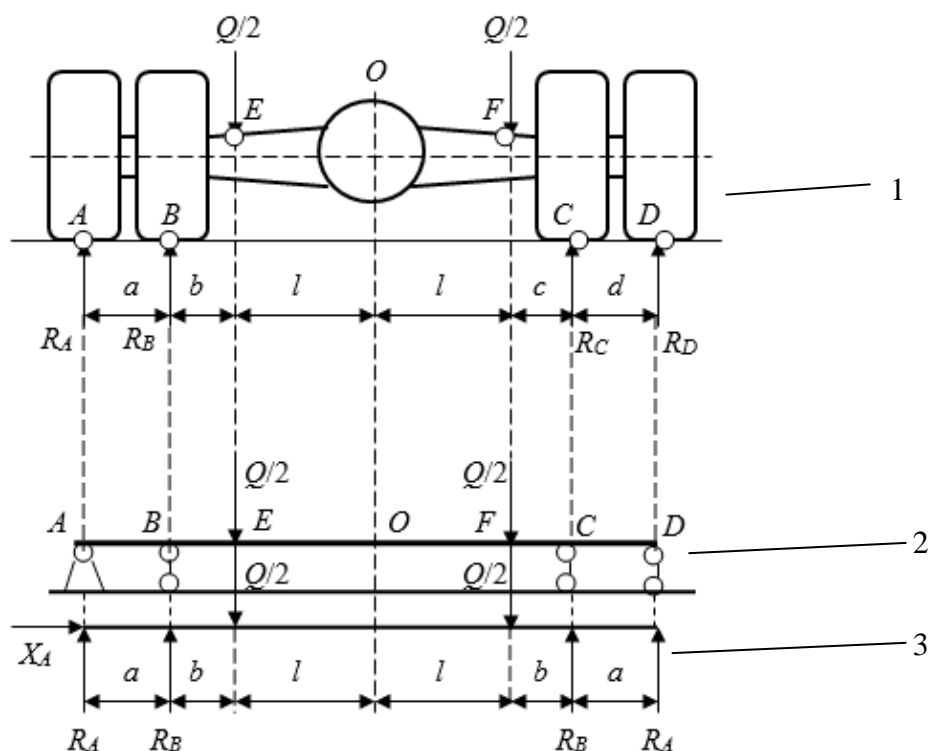


Рис. 2. Расчетная схема, определяющая рассматриваемую систему как статически неопределимую: 1 – нагрузки на колеса; 2 – эквивалентной балки; 3 – эквивалентной балки с нагрузкой

Составим уравнение моментов относительно точки  $A$ :

$$\sum m_A = R_B a - \frac{Q}{2}(a + b) - \frac{Q}{2}(a + b + 2l) + R_B(a + 2b + 2l) + R_A(2a + 2b + 2l) = 0;$$

$$R_B(2a + 2b + 2l) - \frac{Q}{2}(2a + 2b + 2l) + R_A(2a + 2b + 2l) = 0;$$

$$R_B = \frac{\frac{Q}{2}(2a + 2b + 2l) - R_A(2a + 2b + 2l)}{(2a + 2b + 2l)} = \frac{Q}{2} - R_A. \quad (2)$$

А теперь составим уравнение проекций всех действующих сил на вертикальную ось:

$$\sum(F)_Y = 2R_A + 2R_B - 2\frac{Q}{2} = 0;$$

$$2\left(R_A + R_B - \frac{Q}{2}\right) = 0;$$

$$R_B = \frac{Q}{2} - R_A. \quad (3)$$

Мы видим, что полученные разными приемами уравнения (2) и (3) однотипны, что подтверждает их правильность и доказывает симметричное нагружение балки. Кроме того, видно, что реакции  $R_A$  и  $R_B$  полностью уравновешивают нагрузку  $Q/2$  с каждой стороны балки. Однако с помощью данных двух уравнений невозможно определить реакции  $R_A$  и  $R_B$ , поскольку система является статически неопределимой.

Представим себе, что расчетная схема упрощена и что вместо двух сдвоенных колес с одной стороны установлено одно внешнее, а с другой – одно внутреннее колесо. Тогда эквивалентная балка с нагрузкой будет выглядеть так, как показано на рис. 3.

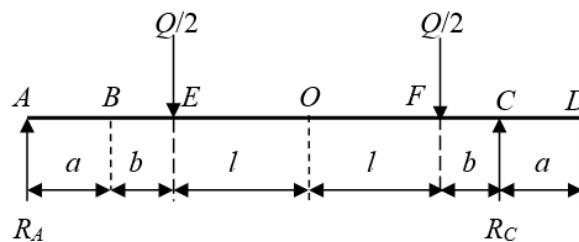


Рис. 3. Расчетная схема эквивалентной балки с нагрузкой при одном внешнем и одном внутреннем колесе

Составим уравнения моментов относительно точек A и C:

$$\sum m_A = -\frac{Q}{2}(a + b) - \frac{Q}{2}(a + b + 2l) + R_C(a + 2b + 2l) = 0;$$

$$R_C = \frac{\frac{Q}{2}(2a + 2b + 2l)}{(a + 2b + 2l)}; \quad (4)$$

$$\sum m_C = \frac{Q}{2}b + \frac{Q}{2}(b + 2l) - R_A(a + 2b + 2l) = 0;$$

$$R_A = \frac{\frac{Q}{2}(2b + 2l)}{(a + 2b + 2l)}. \quad (5)$$

Уравнения реакций (4), (5) для внутреннего  $R_C$  и внешнего  $R_A$  колес доказывают, что даже теоретическая нагрузка на внутреннее колесо больше, чем на наружное, что, собственно, хорошо согласуется с опытом эксплуатации сдвоенных колес, особенно на дорогах с твердым покрытием.

Определим нагрузки на внутреннее и внешнее колесо с позиции рассмотрения несущей балки как статически неопределимой системы с использованием метода сил [23].

Исходная расчетная схема представлена на рис. 4. Так как она является симметричной по геометрии и нагрузкам, то в эквивалентной системе метода сил рассмотрим ее левую половину с действующим по оси симметрии внутренним изгибающим моментом  $X_1$ , заменив колеса упругоподатливыми опорами (схему 1 на рис. 5). Для оценки податливости опор  $\lambda$  принято выражение

$$\lambda = \frac{kl^3}{EI},$$

где  $k$  – эмпирический коэффициент, определяющий величину податливости опор при сравнении с изгибной жесткостью балки  $EI$ .

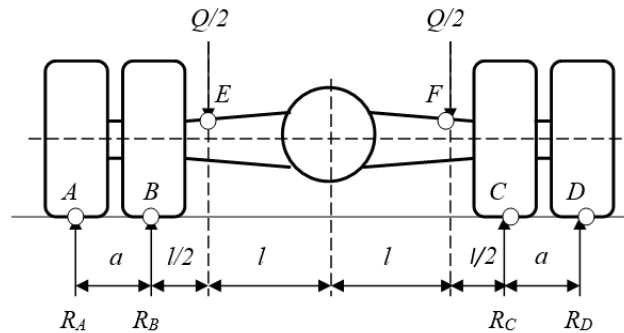


Рис. 4. Начальная расчетная схема действующих нагрузок на сдвоенный колесный ход для метода сил

Рассмотрим единичное состояние при действии только единичного момента  $X_1 = 1$  (состояние балки 2 на рис. 5) и построим единичную эпюру изгибающих моментов (эпюру 3 на рис. 5). Проанализируем грузовое состояние балки 4 и построим эпюру изгибающих моментов от действия только внешней нагрузки 6. Каноническое уравнение метода сил будет иметь вид

$$\delta_{11}X_1 + \Delta_{1p} = 0,$$

где  $\delta_{11}$  – коэффициент канонического уравнения;  $\Delta_{1p}$  – свободный член канонического уравнения.

Исходя из расчетных схем и построенных эпюр, определим коэффициент и свободный член канонического уравнения:

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= \frac{1}{EI} \left( \frac{1}{2} \cdot a \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 + 1 \cdot \frac{3}{2} l \cdot 1 \right) + \frac{1}{a} \cdot \frac{1}{a} \cdot \frac{kl^3}{EI} \cdot 2 = \frac{1}{EI} \left( \frac{a}{3} + \frac{3l}{2} + \frac{2kl^3}{a^2} \right); \\ \Delta_{1p} &= \frac{1}{EI} \left( -\frac{1}{2} \cdot \frac{Ql}{4} \cdot a \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{Ql}{4} \cdot \frac{l}{2} \cdot 1 \right) - \frac{1}{a} \cdot \frac{Ql}{4a} \cdot \frac{kl^3}{EI} - \frac{1}{a} \cdot \frac{Q}{2} \left( 1 + \frac{l}{2a} \right) \frac{kl^3}{EI} = \\ &= -\frac{Q}{EI} \left( \frac{la}{12} + \frac{l^2}{16} + \frac{kl^4}{4a^2} + \frac{kl^3}{2a} \left( 1 + \frac{l}{2a} \right) \right). \end{aligned}$$

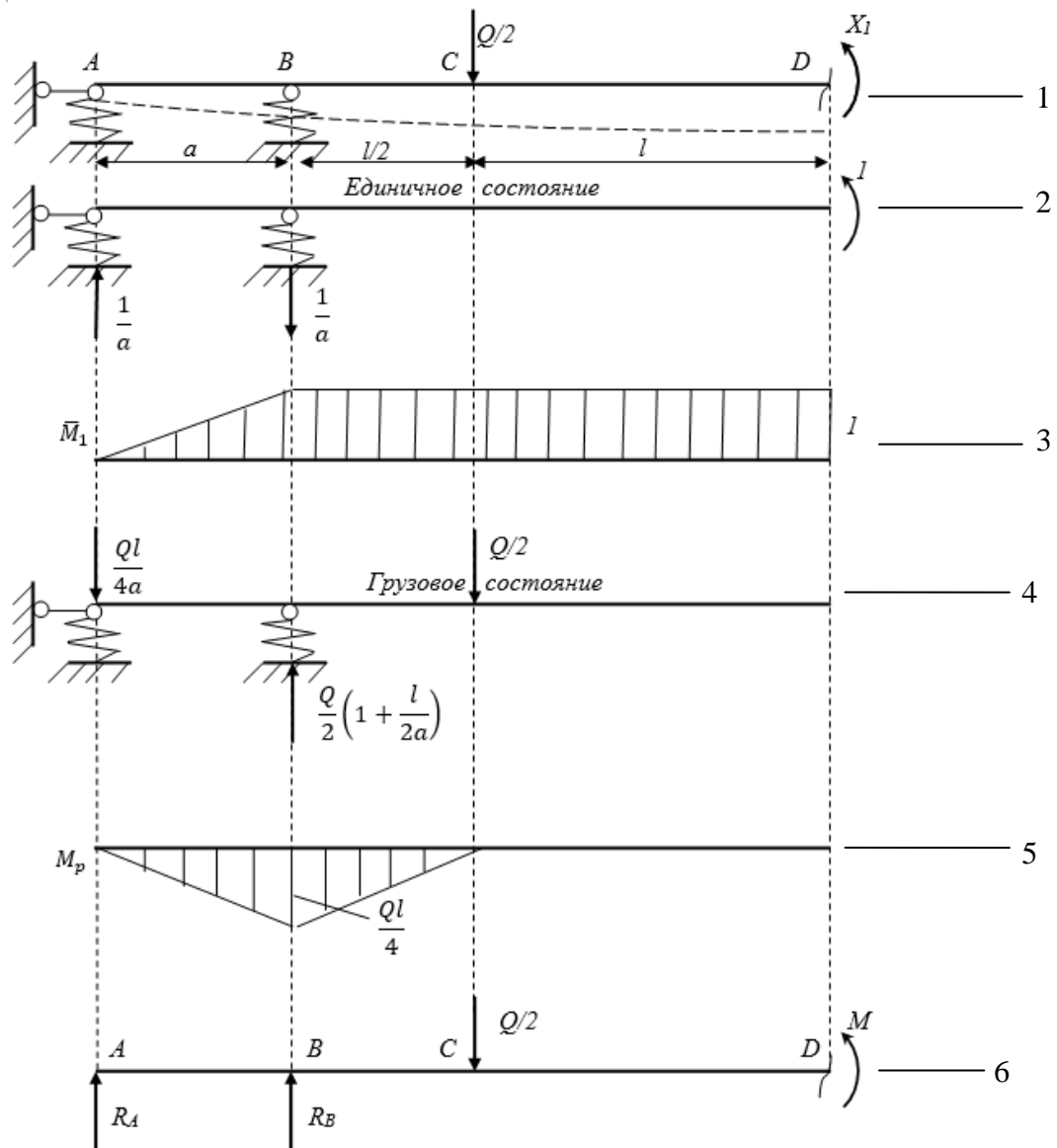


Рис. 5. Расчетные схемы и эпюры для определения нагрузок на внутреннее и внешнее колесо двоярного пневмоколесного хода методом сил:

- 1 – расчетная схема балки с упругоподатливыми опорами вместо колес;
- 2 – единичное состояние балки при действии только единичного момента  $X_1$ ;
- 3 – единичная эпюра изгибающих моментов;
- 4 – грузовое состояние балки;
- 5 – эпюра изгибающих моментов от действия только внешней нагрузки;
- 6 – окончательная расчетная схема балки

Таким образом, неизвестный внутренний изгибающий момент, приложенный в середине пролета балки, рассчитываем следующим образом:

$$X_1 = M = -\frac{\Delta_{1p}}{\delta_{11}} = \frac{Q}{2} \cdot \frac{\left(\frac{la}{6} + \frac{l^2}{8} + \frac{kl^4}{2a^2} + \frac{kl^3}{a} \left(1 + \frac{l}{2a}\right)\right)}{\left(\frac{a}{3} + \frac{3l}{2} + \frac{2kl^3}{a^2}\right)}$$

Для нахождения реакций  $R_A$  и  $R_B$  рассмотрим окончательную расчетную схему (см. 6 на рис. 5) и составим для нее уравнение равновесия:

$$\sum m_A = R_B \cdot a - \frac{Q}{2} \left( a + \frac{l}{2} \right) + M = 0,$$

откуда

$$R_B = \frac{Q}{2a} \left( a + \frac{l}{2} \right) - \frac{M}{a}; \quad (6)$$

$$\sum m_B = -R_A \cdot a - \frac{Q}{2} \cdot \frac{l}{2} + M = 0,$$

из которого

$$R_A = \frac{M}{a} - \frac{Ql}{4a}. \quad (7)$$

Выражения (6), (7) также подтверждают, что  $R_A < R_B$ , а проведенный расчет для условий  $l = 0,8$  м;  $a = 0,5$  м;  $Q = 10$  кН;  $k = 20$  показал, что  $\lambda = \frac{10,24}{EI}$ ;  $M = 3,205$  кН·м;  $R_A = 2,41$  кН;  $R_B = 2,59$  кН, причем, как и предполагалось,  $R_A + R_B = Q/2$ . Дополнительно проведенная деформационная проверка продемонстрировала правильность решения задачи и полученных выражений для реакций.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Таким образом, с использованием метода сил при рассмотрении балки со сдвоенными колесами как симметрично нагруженной статически неопределимой системы были получены аналитические выражения для расчета нагрузки на внутреннее и внешнее колеса. На рис. 6 представлены диаграммы зависимости реакций  $R_A$  и  $R_B$  от коэффициента  $k$  для рассмотренных ранее условий ( $l = 0,8$  м;  $a = 0,5$  м;  $Q = 10$  кН).

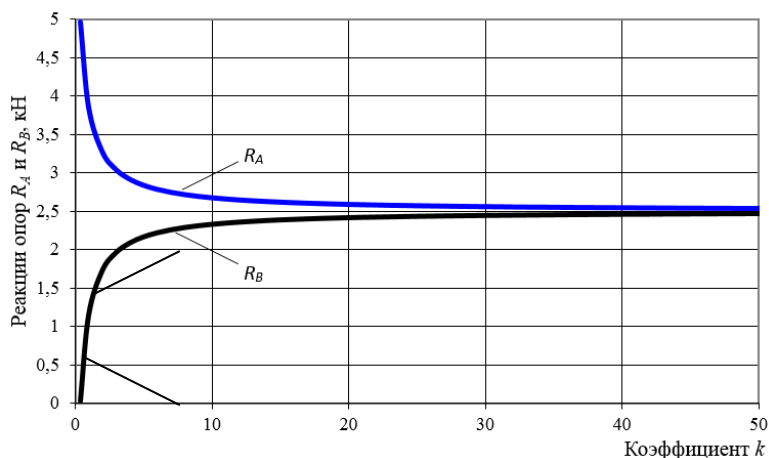


Рис. 6. Диаграммы зависимости реакций  $R_A$  и  $R_B$  от коэффициента  $k$

Из рис. 6 видно, что с ростом  $k$  реакции стремятся к одинаковому значению, равному 2,5 кН. Этот результат соответствует случаю абсолютно жесткой балки, т.е. случаю, когда деформацией балки по сравнению с деформацией упругоподатливых опор можно пренебречь. При  $k < 20$  значения реакций заметно различаются, а при  $k < 0,4$  (когда опоры практически не деформируются) значение реакции  $R_A$  становится отрицательным, а следовательно, направленным вниз, что не подходит для поставленной задачи расчета пневмоколесного хода.

Таким образом, единственным фактором, от которого во многом зависит деформация балки и который подлежит экспериментальному определению для данной



методики, является эмпирический коэффициент податливости опор  $k$ , так как без него невозможно (даже приблизительно) рассчитать искомые реакции опор. При использовании этого коэффициента в дальнейшем планируется учесть в расчетах совместную деформацию колеса и осадку грунтового основания.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе проведенного исследования было теоретически доказано, что несущая балка со сдвоенными колесами является симметрично нагруженной статически неопределимой системой, причем внутренние колеса всегда нагружены сильнее, чем внешние. Причина этого кроется в деформации балки и различной совместной деформации пневматических колес и грунта для внутренних и внешних колес. С использованием метода сил была разработана методика расчета нагрузок на внутренние и внешние колеса сдвоенного пневмоколесного хода и показано, что единственным фактором, который подлежит дополнительному определению для данной методики, выступает коэффициент податливости опор  $k$ , учитывающий совместное деформирование упругих пневматических колес и грунтового основания. В ранее проведенном исследовании [24] данный вопрос не рассматривался.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Мисников О.С., Копенкина Л.В. Возникновение торфяного дела в России // *Горный журнал*. 2020. № 2. С. 95–99.
2. Framing the Peat: The Political ecology of finnish mire policies and law / O. Ratamäki [et al.] // *Mires and Peat*. 2019. V. 24 (17). P. 1–12.
3. Kozulin A., Tanovitskaya N., Minchenko N. Developing a national strategy for the conservation and sustainable use of peatlands in the Republic of Belarus // *Mires and Peat*. 2018. V. 21. № 5. P. 1–17.
4. Sirén M., Ala-Ilomäki J., Lindeman H. Soil disturbance by cut-to-length machinery on midgrained soils // *Silva Fennica*. 2019. V. 53. P. 1–24.
5. Jones M., Arp P. Soil trafficability forecasting // *Open Journal of Forestry*. 2019. V. 9. P. 296–322.
6. Михайлов А.В., Казаков Ю.А. Методология оценки многократной проходимости горнотранспортного агрегата по слабым грунтам // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-техн. журнал)*. 2022. № 8. С. 95–110.
7. Яблонев А.Л., Дорогов О.В. Обоснование параметров пневмоколесного хода пассивных прицепных машин для транспортирования фрезерного торфа // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. 2015. № 7. С. 174–177.
8. Яблонев А.Л. Определение силы сопротивления передвижению пневматического колесного хода по неуплотненной торфяной залежи нарушенной структуры // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. 2010. № 9. С. 41–44.
9. A potential application of in-pit crushing-conveying and dewatering system in peat mining / A.V. Mikhailov [et al.] // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2019. № 378. P. 86–90.
10. Телого А.В., Михайлов А.В., Большунов А.В. Обоснование проходимости транспортно-тракторного агрегата при разработке органомогенного сырья // *Записки горного института*. 2014. Т. 209. С. 87–90.
11. Окунев Г.А., Кузнецов Н.А., Андрианов А.В. Техничко-экономические показатели использования трактора ХТЗ-150К-09 на одинарных и сдвоенных шинах // *Вестник Челябинской государственной агроинженерной академии*. 2013. Т. 66. С. 58–67.

12. Яблонев А.Л. Эффективное применение сдвоенного пневматического колесного хода на торфяной залежи нарушенной структуры // *Горное оборудование и электромеханика*. 2011. № 5. С. 54–56.

13. Кравченко В.А., Кравченко Л.В., Меликов И.М. Эффективность сдвоявания колес тракторов тягового класса 5 // *Вестник аграрной науки Дона*. 2021. № 1 (53). С. 4–12.

14. Справочник по торфу / под ред. А.В. Лазарева. М.: Недра, 1982. 760 с.

15. Яблонев А.Л., Скориков А.Ю. Деформирование торфяной залежи штампами и ходовыми устройствами машин в свете общей теории механики грунтов // *Труды Инсторфа*. 2015. № 12 (65). С. 33–40.

16. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз [и др.]. М.: Транспорт. 1976. 238 с.

17. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств / пер. с англ. А.И. Аксенова. М.: Машиностроение. 1982. 284 с.

18. Вахламов В.К. Автомобили. Конструкция и элементы расчета. 2-е изд., стер. М.: Академия. 2008. 480 с.

19. Абдулгасис А.У. Вероятностный метод определения реакции дороги на шины сдвоенных колес автомобилей // *Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета*. 2009. № 20. С. 5–9.

20. Абдулгасис А.У., Абдулгасис У.А. Диагностирование балки ведущего моста грузового автомобиля малой и особо малой грузоподъемности на наличие прогиба // *Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета*. 2023. № 2 (80). С. 200–202.

21. Мисников О.С., Копенкина Л.В., Зюзин Б.Ф. Научные школы Московского торфяного института и их развитие в Тверском государственном техническом университете // *Горный журнал*. 2022. № 5. С. 9–22.

22. Яблонев А.Л., Дорогов О.В. Расчет сдвоенного приводного пневмоколесного прицепа для перевозки фрезерного торфа // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. 2014. № 6. С. 154–157.

23. Степин П.А. Соппротивление материалов. М.: Высшая школа. 8-е изд. 1988. 367 с.

24. Яблонев А.Л. Пневматический колесный ход и особенности его взаимодействия с торфяной залежью: монография. Тверь: ТвГТУ, 2011. 168 с.

**Для цитирования:** Яблонев А.Л., Алексеев А.А. Методика определения нагрузки на сдвоенный колесный ход торфяных транспортных и технологических машин // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2024. № 3 (23). С. 45–55.

## **METHOD FOR DETERMINING THE LOAD ON DOUBLE WHEEL TRAVEL OF PEAT TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES**

A.L. YABLONEV, Dr. Sc., A.A. ALEKSEEV, Cand. Sc.

Tver State Technical University,  
22, Af. Nikitin emb., Tver, 170026, e-mail: alvovich@mail.ru

It is noted that the transition of the absolute majority of peat mining companies to the use of tractors and machines on pneumatic wheels has identified a pronounced problem of passability of equipment on soils with reduced bearing capacity. One of the ways to solve this problem is to double wheels to increase both the perimeter and the area of the wheel contact with the peat deposit. It is emphasized that for a reasonable «retrofitting» of all machines it is

*Вестник Тверского государственного технического университета.  
Серия «Технические науки». № 3 (23), 2024*

necessary to correctly calculate the loads on the twin wheel arrangement. At the moment such methodology is very approximate and conditional, implying equality of loads on both wheels in the block. At the same time the experience of pneumatic wheeled vehicles operation, especially on paved roads, shows that inner wheels wear out much faster than outer wheels, and this indicates greater loading of inner wheels. The methodology for approximate calculation of loads on both wheels in the block confirming this conclusion is presented.

*Keywords:* peat deposit, pneumatic wheel travel, double wheel, bending moment, loads, diagram, transport vehicle.

Поступила в редакцию/received: 17.02.2024; после рецензирования/revised: 22.02.2024;  
принята/accepted: 27.02.2024

УДК 622.232.72

## **ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ СТРУКТУРЫ, ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА ДЛЯ ВЫЕМКИ ТОНКИХ ПОЛОГИХ ПЛАСТОВ**

О.Е. ШАБАЕВ, д-р. техн. наук, Е.Ю. СТЕПАНЕНКО, канд. техн. наук,  
П.П. ЗИНЧЕНКО, канд. техн. наук

Донецкий национальный технический университет,  
283001, Донецк, ул. Артема, 58, e-mail: pawel.zin4encko@yandex.ru

© Шабаев О.Е., Степаненко Е.Ю., Зинченко П.П., 2024

Раскрыта физика процесса погрузки горной массы, отделенной шнековыми исполнительными органами малого диаметра. Установлены регрессионные зависимости экспоненциального вида мощности, удельных энергозатрат погрузки как функции ширины захвата шнека и скорости перемещения машины. На основе выполненных экспериментальных и теоретических исследований разработаны методика и математическая модель оптимизации структуры и параметров очистных комбайнов под заданные горно-геологические и горнотехнические условия эксплуатации. Отмечено, что рациональные значения геометрических и режимных параметров и структуры комбайна обеспечат рост технической производительности в 1,1...2,1 раза и снижение мощности и удельных энергозатрат разрушения и погрузки в 1,3...1,5 и 1,3...2,3 раза соответственно.

*Ключевые слова:* очистной комбайн, тонкие пологие пласты, шнек малого диаметра, ширина захвата шнека, погрузочная способность, циркуляция угля, оптимизация, эффективность работы.

**DOI: 10.46573/2658-5030-2024-3-55-66**

### **ВВЕДЕНИЕ**

Угольная промышленность является основной сырьевой и энергетической базой для всех отраслей народного хозяйства Донецкого региона, а каменный уголь – единственным стратегическим энергоносителем, имеющим большие запасы. По данным Донецкого научно-исследовательского угольного института, запасы каменного угля Донбасса составляют 6,84 млрд т, из которых порядка 83 % сосредоточено в пологих пластах мощностью 0,55...1,2 м [1]. Из разведанных 1 092 пологих