

В.Ф. Сеницын, Л.В. Копенкина

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЖЕСТКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС ТОРФЯНЫХ МАШИН

Представлено решение задачи проектирования оптимальных (рациональных) параметров жестких цилиндрических колес в конструкциях торфяных машин методом исследования математических моделей, адекватно описывающих процесс взаимодействия колеса с грунтом. Рассмотрены математические модели, лежащие в основе расчетного определения (проектирования) рациональных параметров жестких цилиндрических колес с целью уменьшения их массы и размеров. Для оценки работоспособности жесткого цилиндрического колеса подсчитаны осадка колеса, площадь опорной поверхности и коэффициент упругости залежи. Предложены эффективные алгоритмы определения параметров жестких цилиндрических колес, реализуемые прикладными компьютерными программами. Предлагаемые алгоритмы основаны на использовании основных расчетных зависимостей, которые лежат в основе традиционного метода поэтапной оптимизации. При формировании базы исходных данных использовались данные по колесным ходовым устройствам существующих торфяных машин.

Ключевые слова: торфяная машина, жесткое цилиндрическое колесо, осадка колеса, коэффициент упругости залежи, метод поэтапной оптимизации.

Введение

Колесные ходовые устройства широко используются в конструкциях торфяных машин. Большие нагрузки при малой несущей способности торфяной залежи заставляют использовать колеса больших размеров — диаметр колес доходит до 2 м, ширина колеса часто равна диаметру или даже превышает его (колеса, у которых отношение ширины к диаметру превышает 0,6, принято называть катками).

С первых исследований, выполненных Ф.А. Опейко [9], И.Г. Блохом [1], М.В. Мурашовым [8], задачи проектирования рациональных параметров колесных ходовых устройств торфяных машин были сформулированы как задачи определения этих параметров наиболее универсальным методом — методом исследования математических моделей, адекватно описываю-

щих процесс взаимодействия колеса с грунтом. Соответственно, в последующем в большинстве исследований, посвященных колесным ходовым устройствам торфяных машин, большое внимание уделялось математическому моделированию процесса взаимодействия колеса с торфяной залежью, изучению физико-механических свойств торфяного грунта, а также разработке методов и приборов для экспериментального определения показателей, характеризующих эти физико-механические свойства [2, 4, 5, 7, 10, 11, 13, 17].

В результате этих исследований были созданы методы расчетного определения (проектирования) рациональных параметров жестких цилиндрических колес и получены экспериментальные данные о физико-механических свойствах торфяной залежи, используемые при реализации этих методов [3, 12, 14, 15, 16, 18, 19].

Постановка проблемы

При математическом моделировании процесса взаимодействия колеса с торфяной залежью широко используется метод описания поведения грунта при действии нагрузки, известный в механике грунтов как метод местных деформаций [20], который базируется на представлении о том, что давление p в любой точке опорной поверхности зависит только от осадки грунта h в этой точке. В общем случае, эта зависимость давления от осадки выражается политропой. В частном случае зависимость давления от осадки выражается уравнением прямой

$$p = kh \text{ кПа}, \quad (1)$$

где h – осадка грунта под опорной поверхностью, м; k – коэффициент упругости, характеризующий деформационные свойства (жесткость) грунта, кН/м³.

Зависимость (1) известна в механике грунтов как модель Фусса-Винклера [20]. Специальные экспериментальные исследования показали, что модель Фусса-Винклера вполне применима для описания зависимости давления от осадки под опорной поверхностью колеса, взаимодействующего с торфяной залежью [2, 7].

Коэффициент упругости k в модели Фусса-Винклера является не характеристикой грунта, а характеристикой системы грунт – опорная поверхность, т.к. зависит и от физико-механических свойств грунта и от площади опорной поверхности:

$$k = \frac{C}{\sqrt{S}} \text{ кН/м}^3 \quad (2)$$

где C – экспериментальный коэффициент, зависящий от физико-механических свойств грунта; S – площадь опорной поверхности, м². В настоящее время значения коэффициента C определены для различных условий эксплуатации торфяных машин (для торфяных залежей с различными физико-механическими свойствами) [15].

С использованием модели Фусса-Винклера получена формула, позволяющая вычислять осадку колеса H (глубину погружения) с учетом параметров колеса, нагрузки на колесо и деформационных свойств торфяной залежи:

$$H = \sqrt[3]{\left(\frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{Bk}\right)^2 \frac{1}{D}}, \quad (3)$$

где Q – нагрузка на колесо, кН; B – ширина колеса, м; k – коэффициент упругости торфяной залежи, кН/м³; D – диаметр колеса, м.

Давление под колесом вычисляется по формуле

$$p = \frac{2}{3} \cdot kH. \quad (4)$$

Чтобы обеспечивалась возможность многократного прохода колеса по одному и тому же следу без разрушения поверхности залежи давление под колесом не должно быть больше допускаемого давления

$$p \leq p_d \quad (5)$$

Допускаемое давление подсчитывается по формуле:

$$p_d = A_d + B_d \frac{\Pi}{S} \text{ кПа}, \quad (6)$$

где A_d и B_d – экспериментальные коэффициенты; Π – периметр опорной поверхности, м; S – площадь опорной поверхности, м².

В настоящее время значения коэффициентов A_d и B_d определены для различных условий эксплуатации торфяных машин (для торфяных залежей с различными физико-механическими свойствами) [3].

Имеется еще одно условие, соблюдение которого необходимо для обеспечения работоспособности колеса. В ходе экспериментальных исследований натуральных образцов колес было замечено, что при превышении колесом определенной осадки грунт начинает выдавливаться вперед по ходу колеса и скапливаться перед колесом в виде навала [2, 6]. Соппротивление передвижению колеса при этом резко возрастает. Колесо перестает

вращаться, его движение начинает сопровождаться срезанием верхнего слоя грунта. Теоретические исследования этого явления показали, что максимально допустимая осадка колеса зависит от диаметра колеса и величины углов трения торфа по торфу и торфа по материалу колеса [2, 12]. С использованием достаточно вероятных значений углов трения (для стальных колес), условие нормального перекатывания колеса может быть представлено в следующем виде [2]:

$$\frac{H}{D} \leq 0,1. \quad (7)$$

Из самых общих физических представлений следует, что при любой нагрузке на колесо и любых физико-механических свойствах залежи, увеличивая размеры колеса, можно достигнуть сколь угодно малых значений давления и осадки. Однако, увеличение размеров колеса, как правило, сопряжено с увеличением габаритов и массы машины. В этой связи, задача определения оптимальных параметров колеса может быть представлена как задача определения минимально необходимых размеров колеса – минимальных размеров, которые при заданной нагрузке на колесо обеспечивают его работоспособность (соблюдение условий (5) и(7)).

Представленные выше зависимости не выражают минимально необходимые размеры колеса в виде функции нагрузки на колесо и показателей, характеризующих свойства торфяной залежи. По этой причине минимально-необходимые размеры колеса до последнего времени определяли традиционным для проектирования методом поэтапной оптимизации. Как реализуется этот метод при проектировании?

В качестве характеристики нагруженности колеса используется удельная условная нагрузка – отношение нормальной нагрузки на колесо к площади его диаметрального сечения [18]:

$$q = \frac{Q}{DB} \quad (8)$$

Среднее значение удельной условной нагрузки для колес торфяных машин равно 14,7 кН/м² (при среднем квадратическом отклонении, равном 3,9 кН/м²).

Используя зависимость (8), по нагрузке на колесо находят площадь диаметрального сечения колеса – произведение DB . Из конструктивных соображений назначают один из параметров (D или B), а другой определяют из найденной ранее площа-

ди диаметрального сечения. По заданной нагрузке и заданных D и B вычисляют осадку колеса, давление под колесом p , допускаемое давление p_d и проверяют соблюдение условий (5) и (7). При несоблюдении этих условий производится корректирование параметров B и D . Для получения приемлемых результатов процедура вычисления осадки, давления, допускаемого давления, проверки соблюдения условий (5) и (7), корректирование размеров B и D многократно повторяется.

Осадку колеса вычисляется по формуле (3). Коэффициент упругости залежи подсчитывается по формуле (2). При этом площадь штампа (площадь опорной поверхности колеса) определяется по формуле:

$$S = B\sqrt{DH} . \quad (9)$$

Давление под колесом вычисляется по формуле (4). Допускаемое давление подсчитывается по формуле (6). Для этого периметр опорной поверхности колеса вычисляется по формуле:

$$\Pi = 2(\sqrt{DH} + B) . \quad (10)$$

Процесс вычисления осадки имеет одну особенность. Для вычисления осадки по формуле (3) необходимо знать коэффициент упругости залежи k . Коэффициент упругости залежи зависит от площади опорной поверхности (см. формулу (2)), которая определяется через осадку колеса (см. выражение (9)). Отмеченное противоречие разрешается следующим образом. Предварительно принимают значение k равным 1000...2000 кН/м³. По формулам (3, 9, 2) подсчитывают осадку колеса, площадь опорной поверхности и коэффициент упругости залежи. Если расхождение между предварительно принятым и полученным в результате расчетов значением k существенно, то расчеты повторяют, корректируя значение k , до получения удовлетворительного результата. Только при получении удовлетворительного результата значения H , S и k считаются окончательно вычисленными и используются для проверки работоспособности колеса по условиям (5), (7).

Из сказанного ясно, что традиционный способ определения параметров колеса требует выполнения большого количества расчетов. Даже компьютеризация этих расчетов не может дать значительного сокращения затрат времени, так как из-за отсутствия четкого алгоритма принятия решений основные затраты времени будут связаны с оценкой множества промежуточных результатов, принятием решений о последующих действиях, корректированием и ручным вводом необходимых данных.

Методология исследования

Нами предлагаются эффективные алгоритмы определения параметров колес, реализуемые прикладными компьютерными программами, написанными на алгоритмическом языке BASIC. Предлагаемые алгоритмы основаны на использовании тех же самых основных расчетных зависимостей, которые лежат и в основе рассмотренного выше традиционного метода поэтапной оптимизации.

Анализ формул, выражающих зависимость H, p, p_d от нагрузки на колесо Q , размеров D и B , коэффициентов C, A_d и B_d , показывает, что условия работоспособности колеса (5), (7) можно представить как систему двух неравенств с двумя неизвестными — D и B . Излагаемое ниже решение задачи определения параметров D и B основано на том, что при проектировании один из этих параметров назначается из конструктивных соображений.

Из физического смысла неравенств (5) и (7) следует, что при минимально необходимых размерах колеса обеспечивается справедливость этих выражений в их частном виде — в виде равенств:

$$\frac{H}{D} = 0,1, \quad (11)$$

$$p - p_d = 0. \quad (12)$$

Решение уравнения (11) относительно D позволяет определить D_n — минимальный диаметр, при котором выполняется условие (7). Решение уравнения (12) относительно D позволяет найти D_p — минимальный диаметр, при котором выполняется условие (5). Очевидно, что величины D_n и D_p в общем случае не равны и в качестве диаметра колеса следует принимать большую из этих двух величин.

Все сказанное об определении диаметра в равной степени относится к определению ширины колеса. Решение уравнения (11) относительно B позволяет найти B_n — минимальную ширину, при которой отношение H/D не превышает значения 0,1. Решение равенства (5) относительно B позволяет найти B_p — минимальную ширину, при которой давление под колесом не превышает допустимого давления. Наши исследования показали, что уравнение (11) имеет аналитическое решение относительно B и D .

Зависимость (2), с учетом того, что площадь опорной поверхности колеса выражается формулой (9) преобразуется к следующему виду:

$$k = \frac{C}{B\sqrt{DH}}. \quad (13)$$

Подставляя в уравнение (3) вместо k правую часть уравнения (13) и решая полученное уравнение относительно H , найдем

$$H = \left(\frac{9}{4} \cdot \frac{Q^2}{BC^2 \sqrt{D}} \right)^{\frac{2}{5}}. \quad (14)$$

С использованием выражения (14) левой части равенства (11) можно придать следующий вид:

$$\frac{H}{D} = \left(2,25 \frac{Q^2}{BC^2 D^3} \right)^{\frac{2}{5}}. \quad (15)$$

Из формулы (15) видно, что зависимость H/D как от диаметра D , так и от ширины B представляет собой степенную функцию с отрицательным показателем степени и, следовательно, является монотонно убывающей от бесконечности до нуля. Соответственно, при любых значениях постоянных, входящих в выражение (15), обязательно существует такое значение D (или B), при котором это выражение равно 0,1.

С использованием выражения (15) равенство (11) можно представить в следующем виде:

$$\left(2,25 \frac{Q^2}{BC^2 D^3} \right)^{\frac{2}{5}} = 0,1. \quad (16)$$

Решая уравнение (16) относительно D , получим формулу для вычисления D_H — минимального диаметра, при котором обеспечивается выполнение условия (7):

$$D_H = 8,927 \sqrt[3]{\frac{Q^2}{BC^2}}. \quad (17)$$

Решая уравнение (16) относительно B , получим формулу для вычисления B_H — минимальной ширины, при которой обеспечивается выполнение условия (7):

$$B_H = 711,4 \cdot \frac{Q^2}{C^2 D^3}. \quad (18)$$

Если использовать выражения (4), (6), (9), (10), (13), (14), то зависимость (12) можно представить в следующем виде);

$$0,85 \left(\frac{C^2 Q^3}{B^4 D^2} \right)^{\frac{1}{5}} - A_0 - 2B_0 \left(\left(\frac{BC^2}{2,25 D^2 Q^2} \right)^{\frac{1}{5}} + \frac{1}{B} \right) = 0. \quad (19)$$

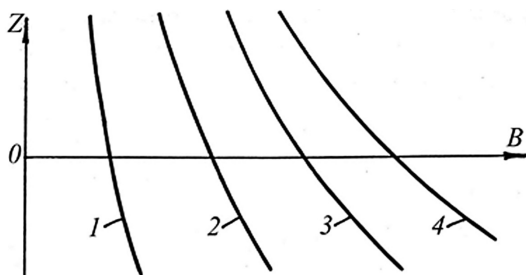


Рис. 1. Зависимость $z = f(B)$ при различной нагрузке на колесо: 1 – $Q_1 < Q_2$; 2 – $Q_2 < Q_3$; 3 – $Q_3 < Q_4$; 4 – Q_4

Попытки найти аналитическое решение уравнения (19) относительно B или D не дали положительного результата. С целью выбора численного метода решения уравнения (19) были выполнены специальные исследования свойств выражения, стоящего в левой части этого уравнения:

$$z = p - p_d. \quad (20)$$

Это выражение исследовалось в двух вариантах – как функция B ($z = f(B)$) и как функция D ($z = \varphi(D)$). Свойства функций $z = f(B)$ и $z = \varphi(D)$ были выяснены в результате построения графиков функций по результатам вычисления значений функций при различных значениях аргументов D и B . Вычисления выполнялись с помощью специально разработанных компьютерных программ.

Исследования показали, что при всех возможных в практике проектирования колеса сочетаниях постоянных Q , B , C , A_d , B_d зависимость $z = f(B)$ является монотонно убывающей функцией. График функции $z = f(B)$ обязательно пересекает ось OB (рис. 1).

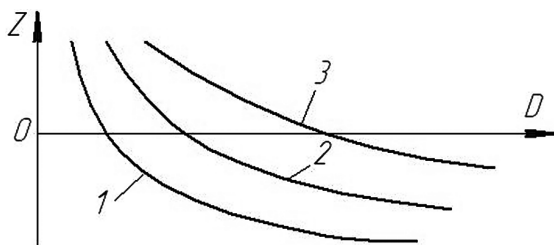


Рис. 2. Зависимость $z = \varphi(D)$ при различной нагрузке на колесо: 1 – $Q_1 < Q_2$; 2 – $Q_2 < Q_3$; 3 – Q_3

Это означает, что зависимость (19), рассматриваемая как уравнение относительно переменной B , имеет один действительный корень B_p – минимальное значение ширины колеса, при которой удовлетворяется условие (5).

Исследование зависимости $z = \varphi(D)$ показали, что она аналогична зависимости $z = f(B)$ (рис. 2). График функции $z = \varphi(D)$ обязательно пересекает ось $0D$. Следовательно, зависимость (19), рассматриваемая как уравнение относительно переменной D , имеет один действительный корень D_p – минимальное значение ширины колеса, при которой выполняется условие (5).

Линия, изображающая зависимость $z = \varphi(D)$, в общем случае, может проходить или выше или ниже точки с координатой D_H (рис. 3). Количественным признаком того, что линия $z = \varphi(D)$ проходит ниже точки с координатой D_H , является отрицательное значение функции $z = \varphi(D)$ при $D = D_H$ (рис. 3, т. 1). Если при $D = D_H$ значение $z = \varphi(D) = p - p_d$ отрицательно, давление под колесом p меньше допускаемого и колесо с диаметром $D = D_H$ удовлетворяет и условию (7) и условию (5).

Точка пересечения линии $z = \varphi(D)$ с осью $0D$ в этом случае находится левее D_H . Искать значение D_p в этом случае не имеет смысла, так как при диаметре меньшем D_H не будет удовлетворяться условию (7), а условию (5) удовлетворяет и диаметр D_H .

Признаком того, что линия $z = \varphi(D)$ проходит выше точки с координатой D_H является положительное значение функции $z = \varphi(D)$ при $D = D_H$ (рис. 3, т. 2). В этом случае давление под колесом p больше допускаемого p_d и значение диаметра, удовлетворяющее условию (12), нужно искать как корень уравнения (19) – как координату точки пересечения линии $z = \varphi(D)$ с осью $0D$.

Корень D_p находится в интервале $[D_H, \infty]$. Точно определена только левая граница этого интервала – D_H . Функция

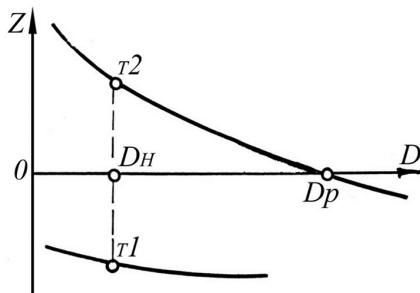


Рис. 3. К обоснованию метода определения D , удовлетворяющего условию (12)

$z = \varphi(D)$ – монотонно убывающая. С учетом этих обстоятельств наиболее подходящим численным методом решения уравнения (19) представляется метод касательной (метод Ньютона). Соответственно, за начальное приближение корня D_p принимается значение $D = D_H$.

В соответствии с вышеизложенным алгоритм вычисления минимального диаметра, удовлетворяющего условиям (5), (7), представляет собой последовательность следующих действий. Вычисляется значение D_H по формуле (17). Вычисляется значения функции $z = \varphi(D)$ для $D = D_H$. Если при этом оказывается, что $z < 0$, значение D_p принимается равным D_H . Если оказывается, что $z \geq 0$, значение D_p вычисляется как корень уравнения (12).

Алгоритм реализуется прикладной компьютерной программой. Для вычисления диаметра должны быть заданы: Q – нагрузка на колесо, кН; B – ширина колеса, м; C – коэффициент, используемый при расчете коэффициента упругости залежи; A_d, B_d – коэффициенты, используемые при расчете допускаемого давления.

В результате работы программы вычисляются следующие величины: D_H – минимальное значение диаметра, удовлетворяющего условию (7), м; D_p – минимальное значение диаметра, удовлетворяющее условию (5), м; p – давление под колесом, кПа; p_d – допускаемое давление под колесом (в тексте программы обозначен как pD), кПа.

Все сказанное об определении D_p в полной мере справедливо и для случая определения B_p . Соответственно, алгоритм вычисления минимальной ширины колеса, удовлетворяющей условиям (5), (7), представляет собой последовательность следующих действий. По формуле (18) вычисляется значение B_H . Вычисляются значения функции $z = f(B)$ для $B = B_H$. Если при этом оказывается, что $z < 0$, значение B_p принимается равным B_H . Если оказывается, что $z \geq 0$, значение B_p вычисляется как корень уравнения (12).

Алгоритм вычисления минимальной ширины колеса реализуется прикладной компьютерной программой. Для вычисления ширины колеса должны быть заданы: Q – нагрузка на колесо, кН; D – диаметр колеса, м; C – коэффициент, используемый при расчете коэффициента упругости залежи; A_d, B_d – коэффициенты, используемые при расчете допускаемого давления. Результат работы программы – следующие величины: B_H – минимальное значение ширины, удовлетворяющее условию (7), м;

V_p – минимальное значение ширины, удовлетворяющее условию (5); p – давление под колесом, кПа; pD – допускаемое давление под колесом, кПа.

Результаты

С целью оценки эффективности разработанных методов определения параметров колес был выполнен статистический анализ. Для этого были вычислены размеры колес для 96 вариантов исходных данных двумя способами – традиционным методом поэтапной оптимизации и с использованием разработанных компьютерных программ. При формировании базы исходных данных использовались данные по колесным ходовым устройствам существующих торфяных машин. Погрешность в определении размеров колес с использованием разработанных программ не превышает 0,5%. Соответственно, отклонение размера, полученного с использованием традиционного метода, от размера, полученного с использованием разработанных программ, считалось ошибкой традиционного метода.

Статистические исследования показали, что размер колеса, определенный традиционным методом, может отличаться от минимально необходимого (в ту или другую сторону) до 40%. Разработанные программы позволяют на 80–88% сократить число случаев назначения таких размеров колеса, которые или превышают минимально-необходимые или не обеспечивают работоспособность колеса. При этом в 40–44% случаев достигается уменьшение размеров и, соответственно, массы колесного ходового устройства в среднем на 20%.

Заключение

Разработаны теоретические основы и эффективные алгоритмы проектирования минимально-необходимых размеров жестких цилиндрических колес. Алгоритмы реализуются прикладными компьютерными программами. При использовании предлагаемых программ исключается назначение таких размеров колеса, при которых не обеспечивается работоспособность колеса, а в 40–44% случаев достигается уменьшение размеров и, соответственно, массы колесного ходового устройства в среднем на 20%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Блох И. Г. Определение удельного давления колесных машин // Торфяная промышленность. – 1946. – № 4. – С. 22–24.

2. *Ерышов В. А.* Исследование процесса взаимодействия жестких ведомых колес торфяных машин со слабосушенной залежью и расчет их основных параметров. Дисс. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. — Калинин, 1967. — 182 с.

3. *Корчунов С. С.* Рекомендации по определению допустимых давлений для гусеничных торфяных машин // Торфяная промышленность. — 1974. — № 7. — С. 2–3.

4. *Кочедыков А. К.* Обоснование параметров взаимодействия ходовых устройств с переработанной торфяной залежью на ремонте производственных площадей с целью его совершенствования. Дисс. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. — Калинин, 1985. — 211 с.

5. *Кужман Г. И.* Механизация перемещения массопроводных труб на разливе гидроторфа. Дисс. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. — М., 1949. — 142 с.

6. *Марголин Ш. Ф.* Исследование проходимости плужных канавокопателей на болотах. Автореф. дисс. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. — Минск, 1954. — 12 с.

7. *Мойсенко В. Г.* Исследование взаимодействия колесного движителя торфяных машин с осушенной залежью и расчет его основных параметров. Дисс. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. — Калинин, 1969. — 195 с.

8. *Мурашов М. В.* Осадка колесного хода на торфяную залежь // Торфяная промышленность. — 1951. — № 3. — С. 27–30.

9. *Опейко Ф. А.* Аналитическое исследование трения второго рода (трение качения) / Сборник н.-и. работ. Белорусский государственный политехнический институт. Вып. 5. — Минск, 1936. — С. 3–10.

10. *Опейко Ф. А.* Колесный и гусеничный ход. — Минск: Изд. Академии с/х наук БССР, 1960. — 228 с.

11. *Опейко Ф. А.* Сопротивление мятию торфяного грунта ходовыми колесами / Ин-т торфа АН БССР. Сборник трудов. Т. 8. — Минск, 1959. — С. 177–185.

12. *Опейко Ф. А.* Торфяные машины. — Минск: Вышэйш. школа, 1960. — 228 с.

13. *Опейко Ф. А.* Упрощенные формулы для определения коэффициента сопротивления мятию торфяного грунта колесами и гусеничным ходом / Ин-т торфа АН БССР. Сборник трудов. Т. 4. — Минск, 1955. — С. 118–121.

14. *Самсонов Л. Н., Сеницын В. Ф.* Торфяные машины и оборудование. Учебное пособие. Ч. I. Общие сведения о торфяных машинах. Взаимодействие ходовых устройств с торфяной залежью. 1-е изд. — Тверь: ТГТУ, 2006. — 140 с.

15. *Сеницын В. Ф., Сапрыкина С. В.* Дифференцированные значения коэффициента упругости торфяной залежи / Машины и технология торфяного производства. Сборник трудов Калининского политехнического института. — Калинин: КГУ, 1988. — С. 91–93.

16. *Солопов С. Г., Горцакалян Л. О., Самсонов Л. Н.* Торфяные машины и комплексы. — М.: Недра, 1973. — 392 с.

17. *Танклевский М. М.* Исследование взаимодействия ведомых колес с осушенной торфяной залежью и метод их расчета. Дисс. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. — М., 1960. — 209 с.

18. Солопов С. Г., Мурашов М. В., Миркин М. А. и др. Торфяные машины. — М.: Высшая школа, 1962. — 354 с.

19. Солопов С. Г., Горцакалян Л. О., Самсонов Л. Н., Цветков В. И. Торфяные машины и комплексы. — М.: Недра, 1981. — 416 с.

20. Цытович Н. А. Механика грунтов (краткий курс). — М.: Высшая школа, 1979. — 272 с. **ИВАС**

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Синицын Вячеслав Федорович¹ — доктор технических наук, профессор,

Копенкина Любовь Владимировна¹ — кандидат технических наук, доцент, e-mail: lvkopenkina@mail.ru,

¹ Тверской государственный технический университет.

Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2017. No. 2, pp. 181–194.

UDC 622.331.
002.5

V.F. Sinitsyn, L.V. Kopenkina

THE DESIGN PARAMETERS OF THE RIGID CYLINDRICAL WHEELS IN PEAT MACHINES

The article presents the problem of designing the optimal (rational) parameters of rigid cylindrical wheels in the designs of peat machines by method of research the mathematical models adequately describing the process of interaction of the wheel with the ground. It is considered the mathematical model underlying the calculation definition (design) of rational parameters of rigid cylindrical wheels to reduce their weight and dimensions. To assess the performance of a rigid cylindrical wheel count the draught of the wheel, the size of the footprint and the coefficient of elasticity of deposits. It was proposed efficient algorithms for determining the parameters of rigid cylindrical wheels that are implemented by computer applications. The proposed algorithms based on the use of basic design dependencies that underlie the traditional method of stepwise optimization. When forming the base of original values it was used on the data of wheeled chassis devices in available peat machines.

Key words: peat machine, a rigid cylindrical wheel, the draught of the wheels, the coefficient of elasticity of deposits, the method of gradual optimization.

AUTHORS

*Sinitsyn V.F.*¹, Doctor of Technical Sciences, Professor,

*Kopenkina L.V.*¹, Candidate of Technical Sciences,

Assistant Professor, e-mail: lvkopenkina@mail.ru,

¹ Tver State Technical University, 170026, Tver, Russia.

REFERENCES

1. Blokh I. G. *Torfyanaya promyshlennost'*. 1946, no 4, pp. 22–24.

2. Eryshov V. A. *Issledovanie protsessa vzaimodeystviya zhestkikh vedomykh koles torfyanых mashin so slabosushchennoy zalezh'yu i raschet ikh osnovnykh parametrov* (The study of the interaction of hard driven wheels peat machines with poorly drained deposit and calculation of their main parameters), Candidate's thesis, Kalinin, 1967, 182 p.

3. Korchunov S. S. *Torfyaniya promyshlennost'*. 1974, no 7, pp. 2–3.
4. Kochedykov A. K. *Obosnovanie parametrov vzaimodeystviya khodovykh ustroystv s pererabotannoy torfyanoi zalezh'yu na remonte proizvodstvennykh ploshchadey s tsel'yu ego sovershenstvovaniya* (Substantiation of parameters of interaction the running devices with reworked peat deposit in the repair of production areas with the aim of improvement), Candidate's thesis, Kalinin, 1985, 211 p.
5. Kuzhman G. I. *Mekhanizatsiya peremeshcheniya massoprovodnykh trub na razlive gidrotorfa* (Mechanization of movement misoprostone pipes on the gidrotorf spill), Candidate's thesis, Moscow, 1949, 142 p.
6. Margolin Sh. F. *Issledovanie prokhodimosti pluzhnykh kanavokopateley na bolotakh* (The study of permeability plow trenchers on the bogs), Candidate's thesis, Minsk, 1954, 12 p.
7. Moysenko V. G. *Issledovanie vzaimodeystviya kolesnogo dvizhitelya torfyanykh mashin s osushennoy zalezh'yu i raschet ego osnovnykh parametrov* (The study of interaction wheel mover with drained peat deposit and calculation of its main parameters), Candidate's thesis, Kalinin, 1969, 195 p.
8. Murashov M. V. *Torfyaniya promyshlennost'*. 1951, no 3, pp. 27–30.
9. Opeyko F. A. *Sbornik nauchno-issledovatel'skikh rabot. Belorusskiy gosudarstvennyy politekhnicheskiy institut. Vyp. 5* (Proceedings of Belarusian Polytechnic Institute, issue 5), Minsk, 1936, pp. 3–10.
10. Opeyko F. A. *Kolesnyy i gusenichnyy khod* (Wheeled and crawler), Minsk, Izd. Akademii s/kh nauk BSSR, 1960, 228 p.
11. Opeyko F. A. *Institut torfa AN BSSR. Sbornik trudov. T. 8* (Proceedings of Peat institute, vol. 8), Minsk, 1959, pp. 177–185.
12. Opeyko F. A. *Torfyanye mashiny* (Peat machines), Minsk, Vysheysh. shkola, 1960, 228 p.
13. Opeyko F. A. *Institut torfa AN BSSR. Sbornik trudov. T. 4* (Proceedings of Peat institute, vol. 4), Minsk, 1955, pp. 118–121.
14. Samsonov L. N., Sinityn V. F. *Torfyanye mashiny i oborudovanie. Uchebnoe posobie. Ch. 1. 1-e izd.* (Peat machines and equipment. Educational aid, part 1, 1st edition), Tver', TGTU, 2006, 140 p.
15. Sinityn V. F., Saprykina S. V. *Mashiny i tekhnologiya torfyanogo proizvodstva. Sbornik trudov Kalininskogo politekhnicheskogo instituta* (Machines and Technology of Peat Production. Proceedings of Kalinin polytechnic institute), Kalinin, KGU, 1988, pp. 91–93.
16. Solopov S. G., Gortsakalyan L. O., Samsonov L. N. *Torfyanye mashiny i komplekсы* (Peat machines and complexes), Moscow, Nedra, 1973, 392 p.
17. Tanklevskiy M. M. *Issledovanie vzaimodeystviya vedomykh koles s osushennoy torfyanoi zalezh'yu i metod ikh rascheta* (The study of interaction driven wheels with drained peat deposit and method of its calculation), Candidate's thesis, Moscow, 1960, 209 p.
18. Solopov S. G., Murashov M. V., Mirkin M. A. *Torfyanye mashiny* (Peat machines), Moscow, Vysshaya shkola, 1962, 354 p.
19. Solopov S. G., Gortsakalyan L. O., Samsonov L. N., Tsvetkov V. I. *Torfyanye mashiny i komplekсы* (Peat machines and complexes), Moscow, Nedra, 1981, 416 p.
20. Tsytoich N. A. *Mekhanika gruntov* (kratkiy kurs) (Soil mechanics (brief course)), Moscow, Vysshaya shkola, 1979, 272 p.

