

Кузнецова В.Н., д-р техн. наук, проф.
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ГРУНТОВ АРКТИКИ И СЕВЕРА ЗАПАДНОЙ СИБИРИ

dissovetsibadi@bk.ru

В статье приводятся результаты методики обоснования эффективных параметров рабочих органов землеройных машин, разработанной на основе математической модели их взаимодействия с мерзлыми и сезонно промерзающими грунтами. Итогом применения математической модели в представленной методике является пространственная эпюра распределения напряжений на поверхности рабочего органа. Еще одним из основных отличий методики является использование при математическом аналитическом описании аппарата полиномов Лежандра. Все это позволило интерпретировать сложный динамический процесс взаимодействия рабочего органа с грунтом наглядно и рассмотреть его всесторонне.

Ключевые слова: землеройная машина, рабочий орган, эффективность, мерзлый грунт, производительность.

Введение. Разработка мерзлых грунтов связана с целым рядом факторов, воздействующих на процесс рыхления. Температура разрабатываемого грунта влияет на его прочностные характеристики и на сопротивление грунта рыхлению. Глубина рыхления и сопротивление рыхлению мерзлого грунта находятся в прямо пропорциональной зависимости. При увеличении скорости разработки грунта возрастает скорость изнашивания рабочего органа. Угол установки зуба влияет на удельную энергоёмкость процесса. Возможность изменять угол установки в рациональных пределах позволяет получать наилучшие результаты в процессе рыхления. Как показывают многочисленные исследования [1–5], к основным факторам, оказывающим влияние на процесс рыхления и изменение усилий резания, можно также отнести форму и параметры рабочего органа.

Методология. В качестве землеройной машины рассмотрим статический рыхлитель. В процессе рыхления статическими рыхлителями происходит отделение грунта от массива и разрыхление до степени, обеспечивающей его дальнейшее транспортирование. После прохода рыхлителя в грунте образуется прорезь трапециевидной формы, в которой выделяют три зоны: зону вдавливания, зону сжатия и зону развала грунта. В работах [3, 4] указывается на то, что геометрия рабочего органа влияет на величину скола грунта и изменение удельного сопротивления резанию в зонах разрушения. Например, известно, что при одинаковых по площади сечениях стружек F_c потребуются меньшие усилия для резания грунта стружкой большей ширины l и меньшей глубины h . В зонах вдавливания и сжатия происходит блокированное резание грунта. В этих же зонах происходит сжатие грунта перед отделением его от массива и его

вдавливание в дно и боковые стенки прорези. Размер зоны вдавливания грунта в процессе рыхления не изменяется, однако, увеличивается по мере изнашивания наконечника. В зоне сжатия в результате увеличения давления на грунт происходит отделение крупных элементов массива грунта. Для отделения мерзлого грунта от массива необходимо создать в грунте давления, превосходящие по величине предельное значение напряжения сжатия грунта $[\sigma_{сж}]$. В этом случае необходимо обеспечить высокие прочностные свойства рабочего органа.

После скола крупный элемент перемещается по поверхности рабочего органа вверх и в сторону, а сопротивление рыхлению резко уменьшается. При дальнейшем движении рыхлителя, до образования последующего крупного элемента, от массива откалываются более мелкие элементы грунта. Затем сопротивление вновь достигает наибольшего значения и происходит скальвание следующего крупного элемента грунта.

Выкалывание элементов стружки отражается в динамограммах, на которых видно, что к моменту скола усилие достигает своего максимального значения, а сразу после скальвания резко уменьшается. Затем усилие возрастает при сжатии следующего элемента стружки. Частота возникновения максимальной нагрузки на рабочий орган рыхлителя зависит от физико-механических свойств грунта, глубины, скорости рыхления и геометрических параметров рабочего органа.

Раздробленные и мелкие элементы будут составлять зону развала грунта. Можно считать, что в этой зоне осуществляется свободное резание грунта.

Величина усилия рыхления грунта в трех зонах различна. При свободном резании усилие рыхления на 45–50 % меньше, чем при заблокированном [3]. Следовательно, свободное рыхление обладает меньшей энергоемкостью, чем заблокированное.

Таким образом, оптимальные геометрические параметры наконечников должны быть такими, чтобы большая по площади часть грунта находилась в зоне свободного рыхления. Кроме этого, необходимо, чтобы та часть грунта, которая находится в зонах вдавливания и сжатия, разрушалась как можно более интенсивно под действием приложенной к рабочему органу силы рыхления. При этом сила рыхления по величине должна быть минимальной, но достаточной для разрушения грунта. Это приведет к полной загрузке рыхлителя и минимизации излишков энергоемкости на процесс рыхления мерзлого грунта. Оптимальным будем считать такой поперечный профиль, при котором значение сопротивления резанию на наконечник будет минимально при постоянной площади его сечения. При минимуме сопротивления резанию на наконечник будет снижен его износ. Это в конечном итоге приведет к увеличению производительности и снижению энергоемкости разработки грунта.

Основная часть. Предположим, что нормальное давление на наконечник при его переменной ширине определяется выражением [6]:

$$P = p_0 \cdot Q(y) \cdot P(x), \quad (1)$$

где p_0 – величина нормального давления в средней верхней точке наконечника; $Q(y)$, $P(x)$ – функции, учитывающие изменение давления по ширине и длине наконечника соответственно.

$$P(x) = \left[1 + 2 a_2 \cdot a_3 \cdot \left(\frac{X}{L} \right) \cdot e^{-a_3 \left(\frac{X}{L} \right)^2} \right], \quad (2)$$

$$Q(y) = \frac{1 + a \left(\frac{Y}{l} \right)^2}{\left[1 + b \left(\frac{Y}{l} \right)^2 \right]^2}, \quad (3)$$

где a, b – коэффициенты, которые определяются из начальных условий; a_2, a_3 – коэффициенты пропорциональности, зависящие от физико-механических свойств разрабатываемого мерзлого грунта и режимов рыхления; L, l – соответственно длина и полуширина наконечника; X, Y – абсолютные координаты произвольной точки поверхности наконечника; x, y – относительные координаты точек поверхности наконечника (рис. 1).

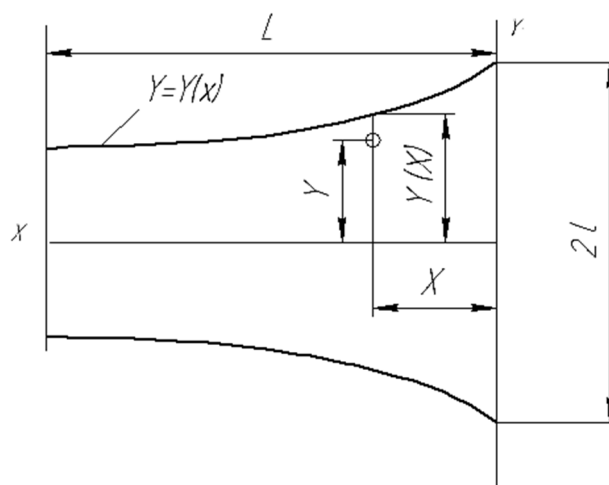


Рис. 1. Расчетная схема оптимального поперечного криволинейного профиля наконечника

Нормальное усилие на наконечник определяется выражением:

$$N = \iint_F P dF = \iint p_0 P(X)Q(Y) dX dY, \quad (4)$$

где F – площадь лобовой поверхности наконечника.

Положим

$$\frac{Y}{l} = y, \quad (5)$$

$$\frac{X}{L} = \frac{1}{2}(1+x). \quad (6)$$

С учетом выражений (5), (6) интеграл (4) примет вид:

$$N = p_0 \cdot \frac{L}{2} \cdot \iint Y(x) \cdot P(x)Q(y) dx dy = \quad (7)$$

$$= p_0 \cdot \frac{L}{2} \cdot \int_{-1}^1 Q(y) dy \int_{-1}^1 P(x) dx \cdot Y(x)$$

где

$$Q(y) = \frac{1 + ay^2}{(1 + by^2)^2}, \quad (8)$$

$$P(x) = \left[1 + 2 a_2 \cdot a_3 \cdot \frac{1}{2}(1+x) \cdot e^{-a_3 \cdot \frac{1}{4}(1+x)^2} \right] = \quad (9)$$

$$= \left[1 + a_2 \cdot a_3 \cdot (1+x) \cdot e^{-\frac{a_3}{4}(1+x)^2} \right]$$

В формуле (7) положим [7]

$$Y(x) = \sum_{i=1}^{\infty} d_i P_i(x) = d_0 P_0(x) + d_1 P_1(x) + \dots + \quad (10)$$

$$+ d_{\infty} P_{\infty}(x)$$

где d_i – неизвестный постоянный коэффициент, подлежащий определению; $P_i(x)$ – полиномы Лежандра, вычисляемые из выражения

$$P_i(x) = \frac{1}{i! 2^i} \left[(x^2 - 1)^i \right]^{(i)}. \quad (11)$$

В частности, можно записать

$$P_0(x) = 1, \tag{12a}$$

$$P_1(x) = x, \tag{12б}$$

$$P_2(x) = \frac{1}{2}(3x^2 - 1), \tag{12в}$$

$$P_3(x) = \frac{1}{2}(5x^3 - 3x), \tag{12г}$$

$$P_4(x) = \frac{1}{8}(35x^4 - 30x^2 + 3). \tag{12д}$$

Графики функций (12 а) – (12 г) представлены на рис. 2.

Площадь наконечника переменной ширины с учетом выражения (10) составляет:

$$\begin{aligned} F &= 2 \cdot \int_0^L Y(X) \cdot dX = 2 \int_{-1}^1 \sum_{i=0}^{\infty} d_i P_i(x) dx \frac{L}{2} = \\ &= L \int_{-1}^{\infty} \sum_{i=1}^{\infty} d_i P_i(x) dx = \tag{13} \\ &L \sum_{i=0}^{\infty} d_i \int_{-1}^1 P_i(x) dx = 2L \cdot d_0 \end{aligned}$$

В преобразованиях последнего выражения (13) использовано свойство ортогональности полиномов Лежандра, справедливое при $i \neq j$:

$$\int_{-1}^1 P_i(x) P_j(x) dx = 0. \tag{14}$$

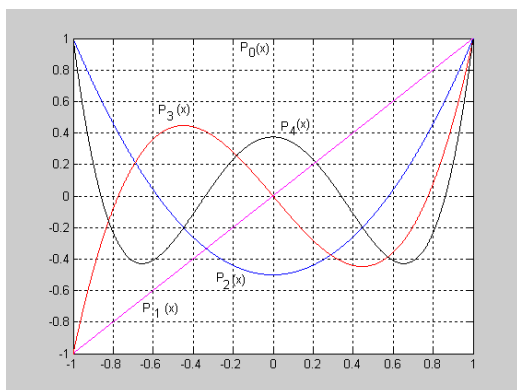


Рис. 2. Графики функции $P_i(x) = \frac{1}{i!2^i} [(x^2 - 1)^i]^{(i)}$

Откуда следует, что

$$\int_{-1}^1 P_i(x) dx = 0 \text{ при } i \neq 0, \tag{15}$$

$$\int_{-1}^1 P_0(x) dx = \int_{-1}^1 1 \cdot dx = 2. \tag{16}$$

Таким образом, ряд (10) определяет различные формы лобовой поверхности наконечника (семейство геометрических фигур), имеющие одинаковые площади сечения.

Из выражения (13) следует, что площадь наконечника, поперечный профиль которого определяется разложением в ряд по ортогональ-

ным полиномам Лежандра (10), зависит только от первого коэффициента Лежандра d_0 . Это означает, что различные поперечные профили наконечника, определяемые разложением в ряд Лежандра (10), имеют при одинаковых коэффициентах первого члена, но разных коэффициентах других членов, одинаковые площади. Это обстоятельство может быть использовано для определения оптимальной формы поперечного профиля наконечника, при котором результирующее нормальное усилие на наконечник минимально. То есть, из всего семейства геометрических фигур ряда (10) необходимо выбрать такую, для которой давление на лобовую поверхность наконечника минимально.

Для этого необходимо определение соответствующих коэффициентов $d_i, (i \neq 0)$.

При $i = 0$ из выражения (13) следует,

$$d_0 = \frac{F}{2L}. \tag{17}$$

Если площадь сечения наконечника F известна, то первый член разложения в ряд по полиномам Лежандра d_0 определяется формулой (17).

Далее, из выражения (7) находим результирующее нормальное усилие на наконечник N с учетом разложения в ряд по полиномам Лежандра (10):

$$\begin{aligned} N &= p_0 \frac{L}{2} k_y \int_{-1}^1 P(x) \cdot \sum_{i=0}^{\infty} d_i P_i(x) dx = \\ &= \frac{p_0 \cdot L}{2} k_y \sum_{i=0}^{\infty} d_i \int_{-1}^1 P(x) \cdot P_i(x) dx = \tag{18} \\ &= \frac{p_0 \cdot L}{2} k_y \sum_{i=0}^{\infty} I_i d_i \end{aligned}$$

где k_y – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давления по ширине наконечника; p_0 – величина нормального давления в средней верхней точке наконечника.

$$I_i = \int_{-1}^1 P_i(x) \cdot P(x) dx. \tag{19}$$

В определенный интеграл (19) входят функции, определяемые выражениями (9) и (11). Очевидно, что влияние формы поперечного профиля наконечника на суммарную величину нормального давления N определяется согласно выражениям, находящимся под знаком суммы в выражении (18), то есть:

$$S = \sum_{i=0}^{\infty} d_i I_i. \tag{20}$$

Выводы. Следовательно, оптимальным будет такой поперечный профиль наконечника, при котором ряд (20) имеет минимальное значение.

Ограничиваясь только пятью первыми членами ряда (20), запишем следующее условие:

$$\sum_{i=0}^4 d_i I_i \rightarrow \min. \quad (21)$$

Очевидно, что значение ряда (10), определяющего закон изменения поперечного профиля наконечника, не должно быть, по крайней мере, отрицательным в диапазоне изменения переменной x . То есть при $-l \leq x \leq l$

$$\sum_{i=0}^4 d_i P_i(x) > 0. \quad (22)$$

Естественно предположить, что ширина режущей кромки наконечника не должна быть менее установленной величины, то есть

$$\sum_{i=0}^4 d_i P_i(1) = \sum_{i=1}^4 d_i \geq l, \quad (23)$$

где l – полуширина режущей кромки наконечника.

Из графиков полиномов Лежандра (рис. 2) видно, что минимальные значения полинома Лежандра имеются в следующих точках: $P_1(x)$ при $x = -l$, $P_2(x)$ при $x = 0$, $P_3(x)$ при $x = -l$ и $x = 0,44721$, $P_4(x)$ при $x = 0,65465$ и $x = -0,65465$.

Для выполнения условия (22) необходимо выполнение неравенств:

$$\sum_{i=0}^4 d_i P_i(-1) = d_0 - d_1 + d_2 - d_3 + d_4 > 0, \quad (24)$$

$$\sum_{i=0}^4 d_i P_i(0) = d_0 + \frac{1}{2} \cdot d_2 + \frac{3}{8} \cdot d_4 > 0, \quad (25)$$

$$\sum_{i=0}^4 d_i P_i(0,44721) > 0, \quad (26)$$

$$\sum_{i=0}^4 d_i P_i(0,65465) > 0, \quad (27)$$

$$\sum_{i=0}^4 d_i P_i(-0,65465) > 0. \quad (28)$$

Таким образом, имеем целевую функцию (21) при ограничениях (23) – (28). Следовательно, задача поиска оптимального поперечного профиля лобовой поверхности наконечника сводится к задаче линейного программирования, при решении которой находятся коэффициенты разложения d_i по полиномам Лежандра.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Берловский Ю.Н., Захарчук Б.З., Ровинский М.И., Телушкин В.Д. Машины для разработки мерзлых грунтов. М.: Машиностроение, 1973. 272 с.
2. Зезюлин В.А. Совершенствование конструкции наконечников зубьев рыхлителей для разработки мерзлых грунтов: дис... канд. техн. наук. Омск, 2010. 168 с.
3. Зеленин А. Н., Баловнев В. И., Керов И. П. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1975. 422 с.
4. Растегаев И. К. Машины для вечномерзлых грунтов. М.: Машиностроение, 1986. 216 с.
5. Рейш А. К. Повышение износостойкости строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1986. 181 с.
6. Завьялов А.М. Основы теории взаимодействия рабочих органов дорожно-строительных машин со средой: дис... д-ра техн. наук. Омск, 1999. 252 с.
7. Кузнецова В.Н. Развитие научных основ взаимодействия контактной поверхности рабочих органов землеройных машин с мерзлыми грунтами: дис... д-ра техн. наук. Омск, 2009. 259 с.

Kuznetsova V.N.

IMPROVEMENT OF RIPPER WORKING BODIES PARAMETERS FOR DIGGING FROZEN SOIL OF ARCTIC AND THE NORTH OF WESTERN SIBERIA

The article presents the results of the study methods of effective parameters of working bodies of earth-moving machines, developed on the basis of a mathematical model of their interaction with frozen and seasonally freezing soils. The result of the application of mathematical models in the presented method is a spatial diagram of the distribution of stresses on the surface of the working body. Another major difference is the use of methods of the mathematical description of the analytical apparatus of the Legendre polynomials. All this has allowed to interpret a complex dynamic process of working body with the ground and visually examine it thoroughly.

Key words: digger, working body, efficiency, frozen ground, performance.

Кузнецова Виктория Николаевна, доктор технических наук, профессор кафедры «Эксплуатация и сервис транспортно-технологических машин и комплексов в строительстве».

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)

Адрес: Россия, 644080, г. Омск, проспект Мира, д. 5.

E-mail: dissovetsibadi@bk.ru