

## Методика определения параметров донного аппарата с гусеничным движителем для добычи полезных ископаемых

© К.Е. Бяков, Н.А. Мокрецов, В.Н. Наумов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Российская Федерация

*Рассмотрена перспективная технология разведки и добычи залежей полезных ископаемых непосредственно на дне Мирового океана с использованием роботизированных донных аппаратов с различными контактными движителями. Для определения основных конструктивных параметров экспериментального образца на стадии проектирования требуется выполнение тягового расчета. Приведены основные зависимости, необходимые для такого расчета, на базе которых выбираются основные параметры донного аппарата с гусеничным движителем для добычи полезных ископаемых. Представлена методика проектировочного тягового расчета, которая учитывает как условия взаимодействия контактного движителя с опорным основанием, так и нагрузки от рабочего оборудования, применяемого при технологических операциях. Предложено проводить оценку массы и габаритов проектируемого аппарата с использованием удельных параметров, полученных в результате анализа конструкции ближайшего аналога. Приведены результаты расчета по экспериментальному образцу.*

**Ключевые слова:** донный аппарат, роботизация, гусеничный движитель, подводная добыча полезных ископаемых, тяговый расчет, выбор параметров

**Введение.** В недрах Мирового океана хранятся огромные запасы полезных ископаемых, а именно ильменита, рутила, циркона, монокита, магнетита, касситерита, золота, платины, вольфрамита и др. [1–3]. В настоящее время перспективной признана технология их разведки и добычи с применением роботизированных аппаратов донной добычи (РАДД) [4–9], способных проводить избирательные технологические операции на дне с учетом ландшафта и грунта.

В соответствии с характеристиками опорного основания и условиями проведения работ аппарат должен относиться к земснарядам, передвигающимся по дну с помощью контактного движителя. Кроме того, он должен быть оснащен разными рабочими органами — грунтососными устройствами, фрезами, бульдозерным отвалом и/или экскаваторным ковшом для устранения слоев илистых грунтов, камней и др. В большинстве донных аппаратов для добычи полезных ископаемых (рис. 1) применяется гусеничный движитель.

Для того чтобы определить технический облик экспериментального образца РАДД, требуется на стадии проектирования провести тяговый расчет. Цель настоящей работы — выполнение проектировочного тягового расчета по методике, учитывающей условия взаимодействия

контактного движителя с опорным основанием и нагрузки от рабочего оборудования, а также определение основных параметров донного аппарата с гусеничным движителем для добычи полезных ископаемых.



*а*



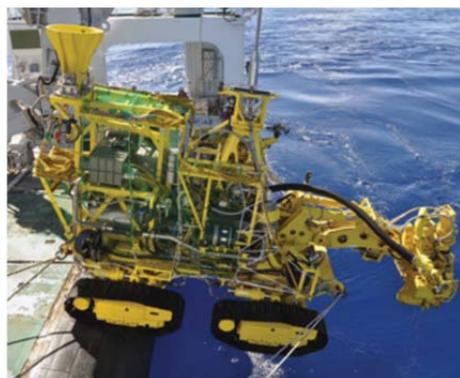
*б*



*в*



*г*



*д*



*е*

**Рис. 1.** Донные аппараты для добычи полезных ископаемых:

*а* — MineRo (Южная Корея); *б* — Potania II (Бельгия); *в* — Apollo-2 (ЕС); *г* — “Nautilus Minerals” Bulk Cutter (Канада); *д* — подводный экскаватор компании Deep Ocean Resources Development Co., Ltd (Япония); *е* — ABYSS (Франция)

**Силы, действующие на донный аппарат.** Значения необходимых для тягового расчета основных параметров экспериментального образца РАДД с гусеничным движителем, выбранные по подобным данным у аппаратов-аналогов [4–9], приведены ниже:

Максимальное среднее давление на грунт $p_z$ , кПа .....	25,0
Скорость, м/с:	
максимальная $V_{\max}$ .....	1,0
рабочая $V_{\text{раб}}$ , не менее .....	0,5
максимальная подводного течения $V_{\text{теч}}$ .....	0,5

Во время работы аппарата под водой на него действует выталкивающая сила, поэтому для удобства изложения методики расчета принято такое понятие, как «масса» аппарата под водой —  $m_B$ , определяемая по формуле

$$m_B = \frac{G - P_A}{g}, \quad (1)$$

где  $G$  — сила тяжести, действующая на аппарат;  $P_A$  — выталкивающая сила;  $g$  — ускорение свободного падения.

Согласно закону Архимеда, выталкивающая сила

$$P_A = \rho_B g \frac{m_T}{\rho_T}, \quad (2)$$

где  $\rho_B$  — плотность воды;  $m_T$  — масса погруженного тела (аппарата);  $\rho_T$  — плотность погруженного тела (аппарата).

С учетом (2) зависимость (1) можно представить в виде

$$m_B = m_T \left( 1 - \frac{\rho_B}{\rho_T} \right). \quad (3)$$

При проведении тяговых расчетов применяют интегральные коэффициенты, характеризующие взаимодействие гусеничного движителя с опорным основанием: коэффициент сопротивления движению  $f_{\text{гр}}$ , максимальный коэффициент сцепления движителя с грунтом  $\varphi_{\text{сц}}$ , а также максимальный коэффициент сопротивления повороту  $\mu$ .

Ограниченная сцепными свойствами максимальная сила взаимодействия движителя с опорной поверхностью рассчитывается так [10]:

$$P_{\text{сц}} = \varphi_{\text{сц}} m_B g \cos \alpha, \quad (4)$$

где  $\varphi_{\text{сц}}$  — коэффициент сцепления движителя с грунтом, град;  $\alpha$  — угол наклона опорной поверхности в продольном направлении, град.

Выражение (4) также можно представить в виде

$$P_{\text{сц}} = \varphi_0 m_{\text{в}} g, \quad (5)$$

где  $\varphi_0$  — максимальный коэффициент продольной силы тяги с учетом уклона опорной поверхности.

При движении машины с гусеничным движителем по деформируемым опорным основаниям возникает сила сопротивления  $P_f$ , вызванная прессованием, экскавацией и бульдозированием грунта, которая определяется зависимостью [10]

$$P_f = f_0 m_{\text{в}} g, \quad (6)$$

где  $f_0$  — общий коэффициент сопротивления движению с учетом уклона опорной поверхности, рассчитываемый следующим образом [10]:

$$f_0 = f_{\text{гр}} \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (7)$$

Поскольку отсутствуют точные значения перечисленных интегральных коэффициентов для конкретной пары движитель — опорное основание, предлагается использовать в расчетах известные величины, характеризующие движение гусеничных машин при преодолении водных препятствий по дну. Согласно [11], при движении по илистому песку коэффициент сопротивления движению  $f_{\text{гр}} = 0,18$ , а максимальный коэффициент сцепления движителя с грунтом  $\varphi_{\text{сц}} = 0,5$ .

Помимо силы  $P_f$  на РАДД действует сила сопротивления водной среды  $P_w$ . По аналогии с расчетом сопротивления воздушной среды [11] величина  $P_w$  определяется по формуле

$$P_w = c_x F_{\text{лоб}} \rho_{\text{в}} \frac{(V + V_{\text{теч}})^2}{2}, \quad (8)$$

где  $c_x$  — коэффициент обтекаемости;  $F_{\text{лоб}}$  — площадь лобовой проекции;  $\rho_{\text{в}}$  — плотность воды,  $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;  $V$  — скорость движения РАДД;  $V_{\text{теч}}$  — скорость течения.

Определить коэффициент обтекаемости  $c_x$  и площадь лобовой проекции  $F_{\text{лоб}}$  на этапе проектировочного расчета невозможно, поэтому по аналогии с существующими наземными транспортными машинами можно принять коэффициент обтекаемости  $c_x = 0,8$  [12]. Для аппаратов рассматриваемой категории в первом приближении можно задать площадь лобовой проекции  $F_{\text{лоб}} = 4 \text{ м}^2$ .

**Уравнение силового баланса при выполнении бульдозирования во время подводных работ.** Предполагается, что разрабатываемый РАДД, если потребуется, будет подготавливать рабочее пространство с помощью отвала. В связи с этим при выполнении бульдозерных работ на горизонтальной поверхности наряду с силами  $P_f$  и  $P_w$  движению аппарата препятствует суммарная сила сопротивления от инструмента  $P_{и}$ , которую можно определить по формуле [11]

$$P_{и} = P_{рез} + P_{от} + P_{пр}, \quad (9)$$

где  $P_{рез}$  — сопротивление грунта резанию;  $P_{от}$  — сопротивление от перемещения грунта вверх по отвалу;  $P_{пр}$  — сопротивление от перемещения призмы грунта перед отвалом.

Сопротивление грунта резанию зависит от свойств и объема срезаемого грунта:

$$P_{рез} = k_0 B_{и} h_{рез}. \quad (10)$$

Здесь  $k_0$  — удельное сопротивление грунта лобовому резанию;  $B_{и}$  — ширина инструмента (отвала);  $h_{рез}$  — глубина резания.

Для илистого песка удельное сопротивление грунта лобовому резанию  $k_0 = 7 \cdot 10^4$  Н/м<sup>2</sup> [11], глубина резания  $h_{рез}$  принимается равной 0,1 м.

Сопротивление от перемещения грунта по отвалу  $P_{от}$  определяется зависимостью

$$P_{от} = G_{пр.в} f_1 \cos^2 \delta, \quad (11)$$

где  $G_{пр.в}$  — сила тяжести грунта в призме волочения с учетом выталкивающей силы;  $f_1$  — коэффициент трения грунта о сталь;  $\delta$  — угол отвала к горизонту,  $\delta = 80^\circ$ .

Для взаимодействия илистого песка и отвала принимается коэффициент трения грунта о сталь  $f_1 = 0,3$ . Сила тяжести грунта в призме волочения  $G_{пр.в}$  рассчитывается с учетом выталкивающей силы:

$$G_{пр.в} = g V_{пр} (\rho_{гр} - \rho_{в}), \quad (12)$$

где  $V_{пр}$  — объем призмы волочения;  $\rho_{гр}$  — плотность грунта, для илистого песка  $\rho_{гр} = 1900$  кг/м<sup>3</sup>.

При бульдозировании призма грунта увеличивается до определенного значения, после чего его излишки будут отбрасываться

в стороны, и суммарная сила сопротивления от инструмента  $P_{и}$  установится на максимальном уровне. В рамках проектировочного расчета можно считать, что сечение призмы рассматриваемого грунта представляет собой равносторонний прямоугольный треугольник. В таком случае объем призмы грунта определяется зависимостью

$$V_{пр} = 0,5B_{и}(H_{и} - h_{рез})^2, \quad (13)$$

где  $H_{и}$  — высота инструмента (отвала).

Сопротивление от перемещения призмы грунта перед отвалом  $P_{пр}$  вычисляется по формуле

$$P_{пр} = G_{пр.в}f_2. \quad (14)$$

Здесь  $f_2$  — коэффициент трения грунта о грунт, для илистого песка  $f_2 = 0,35$  [11].

Основываясь на рассмотренных силовых факторах, можно составить уравнение силового баланса РАДД при выполнении бульдозирования во время подводных работ [13]:

$$P_{т} = P_{w} + P_{и} + P_{f}, \quad (15)$$

где  $P_{т}$  — сила тяги, реализуемая РАДД.

**Определение основных массогабаритных характеристик.** В предельном случае аппарат может развить силу тяги, не превышающую силу тяги по сцеплению ( $P_{т} = P_{сц}$ ). В таком случае, учитывая (5) и (6), уравнение силового баланса можно представить в следующем виде:

$$(\varphi_0 - f_0)m_{в}g = P_{w} + P_{и}. \quad (16)$$

Из (16) следует, что при детерминированных показателях опорного основания, характеризуемого коэффициентами  $\varphi_0$  и  $f_0$ , преодолеваемое сопротивление при работе РАДД определяется его «массой» под водой  $m_{в}$ . Тогда, чтобы обеспечить возможность бульдозирования на горизонтальной поверхности, «масса» под водой  $m_{в}$  у разрабатываемого РАДД должна быть не меньше, чем

$$m_{в} = \frac{P_{w.v.раб} + P_{и}}{g(\varphi_{0.раб} - f_{0.раб})}. \quad (17)$$

Здесь  $P_{w.v.раб}$  — сила сопротивления воды при бульдозировании;  $\varphi_{0.раб}$  и  $f_{0.раб}$  — максимальный коэффициент продольной силы тяги

и общий коэффициент сопротивления при выполнении РАДД бульдозерных работ.

Исходя из значения полученной «массы»  $m_b$ , можно вычислить минимальное значение базы аппарата  $L$ , при котором среднее давление на грунт не будет превышать заданное в условии —  $p_z \leq 25,0$  кПа:

$$L = \frac{m_b g}{2 p_z B_{гус}}, \quad (18)$$

где  $p_z$  — максимальное среднее давление на грунт;  $B_{гус}$  — ширина гусеничной ленты.

Поворот РАДД обеспечивается за счет разницы тяговых усилий на гусеницах. Для удовлетворения требований маневренности необходимо обеспечить возможность разворота РАДД на месте. Согласно [10, 13, 14], для того чтобы осуществлялся поворот аппарата вокруг центра масс, должно выполняться условие

$$\frac{L}{B} \leq \frac{2(\varphi_{сц} - f_{гр})}{\mu}, \quad (19)$$

где  $B$  — колея разрабатываемого аппарата.

Для принятых параметров грунта  $f_{гр} = 0,18$ ,  $\varphi_{сц} \approx \mu = 0,5$  максимальное отношение базы разрабатываемого РАДД к колее  $L/B \approx 1,28$ , т. е.

$$B = 1,28L. \quad (20)$$

Определив ширину гусеничного полотна  $B_{гус}$  и геометрические параметры отвала, можно в соответствии с (1–20) рассчитать такие параметры аппарата, как «масса» под водой  $m_b$ , база  $L$  и колея  $B$ , которые будут удовлетворять заданным условиям.

Для того чтобы упростить конструкцию РАДД, желательно исключить необходимость дополнительной загрузки или нагружения аппарата при погружении на дно океана. Это требование может быть выполнено тогда, когда вес аппарата при работе на суше обеспечивает необходимую «массу» под водой.

Точную массу разрабатываемого РАДД на этапе проектирования определить невозможно, поэтому предлагается оценить ее с помощью удельных параметров, полученных на основании ближайшего аналога — глубоководного роботизированного гусеничного аппарата, созданного в Университете Зигена (Германия) и Национальном институте океанических технологий (Индия) [15–17], вид которого представлен на рис. 2.



**Рис. 2.** Глубоководный роботизированный гусеничный аппарат-аналог, выбранный для расчета РАДД

Основные параметры этого аппарата-аналога приведены ниже:

Длина $L_a$ , м .....	3,160
Ширина $B_a$ , м .....	2,950
Высота $H_a$ , м .....	2,370
Снаряженная масса $m_a$ , т .....	10
Снаряженная «масса» под водой $m_{в.а}$ , т .....	8,5

Габаритный объем разрабатываемого РАДД  $V_{РАДД}$  определяется его размерами:

$$V_{РАДД} = L_{РАДД} B_{РАДД} H_{РАДД}, \quad (21)$$

где  $L_{РАДД}$ ,  $B_{РАДД}$ ,  $H_{РАДД}$  — габаритные длина, ширина и высота РАДД.

Подобным образом вычисляется и объем аналога:

$$V_a = L_a B_a H_a. \quad (22)$$

Объем конструктивных элементов аппарата-аналога  $V_{к.а}$  можно оценить на основании его массы на суше и «массы» под водой:

$$V_{к.а} = (m_a - m_{в.а}) / \rho_v. \quad (23)$$

Тогда, исходя из (23), можно оценить объем конструктивных элементов разрабатываемого РАДД  $V_{к.РАДД}$ :

$$\frac{V_{РАДД}}{V_{к.РАДД}} = \frac{V_a}{V_{к.а}} \rightarrow V_{к.РАДД} = \frac{V_{РАДД}}{V_a} (m_a - m_{в.а}) / \rho_v. \quad (24)$$

Если известен объем конструктивных элементов разрабатываемого РАДД  $V_{к.РАДД}$ , можно оценить его массу в условиях работы на суше  $m$ :

$$m = m_{в} + V_{к.РАДД} \rho_{в} = m_{в} + \frac{V_{РАДД}}{V_{а}} (m_{а} - m_{в.а}). \quad (25)$$

Таким образом, если масса разрабатываемого РАДД при работе на суше будет близка к массе, рассчитанной по (25), этому аппарату, как и аналогу, при работе под водой не потребуется дополнительная загрузка или разгрузка.

**Определение параметров силовой установки.** Наряду с конструктивными параметрами аппарата необходимо определить требуемые параметры силовой установки. При работе РАДД наиболее энергозатратные режимы — бульдозирование с рабочей скоростью  $V_{раб}$  и движение с максимальной скоростью  $V_{max}$ . В общем случае потребная мощность двигателя  $N_{треб}$  вычисляется следующим образом:

$$N_{треб} = \frac{(P_f + P_w + P_{и})V}{\eta_{гус} \eta_{тр}}, \quad (26)$$

где  $P_{и}$  — суммарная сила сопротивления от инструмента;  $\eta_{гус}$  — КПД гусеничного движителя;  $\eta_{тр}$  — КПД трансмиссии РАДД.

Коэффициент полезного действия для гусеничного движителя можно приблизительно вычислить по эмпирической зависимости [10]:

$$\eta_{гус} = 0,95 - 0,005 \cdot 3,6 \cdot V. \quad (27)$$

Согласно (26), рассчитывается потребная рабочая мощность для бульдозирования:

$$N_{треб.раб} = \frac{(P_{f0} + P_{w.vраб} + P_{и})V_{раб}}{\eta_{гус.vраб} \eta_{тр}}, \quad (28)$$

где  $P_{f0}$  — сила сопротивления движению на горизонтальной поверхности;  $P_{w.vраб}$  — сила сопротивления воды при бульдозировании;  $\eta_{гус.vраб}$  — КПД гусеничного движителя при бульдозировании.

Аналогично можно вычислить потребную мощность для движения с максимальной скоростью:

$$N_{треб max} = \frac{(P_{f0} + P_{w.vmax})V_{max}}{\eta_{гус.vmax} \eta_{тр}}, \quad (29)$$

где  $P_{w.v_{\max}}$  — сила сопротивления воды при движении со скоростью  $V_{\max}$ ;  $\eta_{\text{гус } v_{\max}}$  — КПД гусеничного движителя при движении со скоростью  $V_{\max}$ .

Следует отметить, что основная функция разрабатываемого РАДД — выполнение технологических операций, что также влечет значительные энергетические затраты. Для обеспечения требуемой функциональности РАДД необходимо, чтобы мощность двигателя была достаточна для бульдозирования, движения с максимальной скоростью и выполнения технологическим оборудованием рабочих операций, поэтому требуемая мощность силовой установки будет определяться максимальным значением из потребных мощностей для рабочего оборудования и мощностей движения, полученных по зависимостям (28) и (29).

**Заключение.** Результаты расчета с использованием выражений (1)–(29) в виде требуемых характеристик разрабатываемого РАДД весовой категории до 6 т, предназначенного для добычи под водой золотосодержащих отложений, показали, что такой аппарат должен обладать следующими параметрами: масса под водой  $m_b = 5050$  кг; масса на суше  $m = 5900$  кг; ширина  $B_{\text{РАДД}} = 2$  м; длина  $L_{\text{РАДД}} = 3,5$  м; высота  $H_{\text{РАДД}} = 1,8$  м.

С помощью расчетов определены также значения потребных мощностей: для бульдозирования  $N_{\text{треб.раб}} = 20,81$  кВт; для движения с максимальной скоростью  $N_{\text{треб.мах}} = 21,26$  кВт; для работы инструмента  $N_{\text{треб.и}} = 37$  кВт. В качестве требуемой мощности силовой установки принимаем наибольшее значение из потребных мощностей —  $N_{\text{треб.и}} = 37$  кВт.

По приведенной методике можно проводить проектировочный тяговый расчет и выбор параметров гусеничных донных аппаратов разных весовых категорий, оснащенных рабочим оборудованием, предназначенным для выполнения различных технологических операций.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Будилин Ю.С., Вашко Н.А., Джлбадзе В.А. и др. *Методика разведки россыпей золота и платиноидов*. Москва, ЦНИГРИ, 1992, 307 с.
- [2] Нурок Г.А., Ржевский В.В. *Технология добычи полезных ископаемых со дна озер, морей и океанов*. Москва, Недра, 1979, 381 с.
- [3] Опарин В.Н., Секисов А.Г., Трубачев А.И. и др. Перспективные технологии разработки золотороссыпных месторождений забайкальского края. *Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых*, 2017, № 3, с. 70–78.

- [4] Yeu T.K., Yoon S.M., Hong S. et al. *Steering performance test of underwater mining robot*. St. John's, NL, Canada: IEEE Oceans – St. John's – USA, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2014, pp. 1–4.
- [5] Deepak C.R., Shajahan M.A., Annamalai K. et al. Developmental tests on the underwater mining system using flexible riser concept. In: *The Proceedings of the Fourth (2001) ISOPE OCEAN MINING SYMPOSIUM Szczecin, Poland*. USA, International Society of Offshore and Polar Engineers, 2001, pp. 94–98.
- [6] Hong S., Choi J.S., King H.W. et al. A self-propelled deep-seabed miner and lessons from shallow water tests. In: *ASME 2010 29th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*. USA, American Society of Mechanical Engineers, 2010, pp. 1–12.
- [7] Almeida J.M., Martins A., Almeida C. et al. Position, navigation and awareness of the VAMOS underwater robotic mining system. In: *2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. USA, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2018, pp. 1527–1533.
- [8] Almeida J.M., Ferreira A., Matias B. et al. VAMOS underwater mining machine navigation system. In: *2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. USA, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2018, pp. 1520–1526.
- [9] Muthuvel P., Rajesh S., Nidhi V. et al. Data acquisition and measurement for deep sea mining vehicle. In: *2009 International Symposium on Ocean Electronics (SYMPOL 2009)*. USA, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2009, pp. 167–172.
- [10] Забавников Н.А. *Основы теории транспортных гусеничных машин*. Москва, Машиностроение, 1967, 356 с.
- [11] Чобиток В.А. *Теория движения танков и БМП*. Москва, Воениздат, 1984, 264 с.
- [12] Афанасьев Б.А., Жеглов Л.Ф., Зузов В.Н. и др. Проектирование полноприводных колесных машин. В 3 т. Т. 2. А.А. Полунгян, ред. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008, 528 с.
- [13] Агеев Л.Б., Бахриев С.Х. *Эксплуатация энергонасыщенных тракторов*. Москва, Агропромиздат, 1991, 271 с.
- [14] Евсеев К.Б. Математическая модель движения гусеничного поезда для внедорожных контейнерных перевозок. *Тракторы и сельхозмашины*, 2021, № 5, с. 18–29.
- [15] Atmanand M.A., Herzog K., Schulte E., Schwarz W. Slip control system for a deep-sea mining machine. *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, 2007, vol. 4, iss. 2, pp. 282–286.
- [16] Schulte E., Grebe H., Handschuh R. et al. Instrumentation and control system of a sand mining system for shallow water. In: *Proc. ISOPE Ocean Min. Symp.* USA, International Society of Offshore and Polar Engineers, 2001, pp. 108–114.
- [17] Sharma R. *Deep-sea mining. resource potential, technical and environment consideration*. National Institute of Oceanography, Dona Paula, Goa, India, 2017, p. 535.

Статья поступила в редакцию 09.11.2024

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Бяков К.Е., Мокрецов Н.А., Наумов В.Н. Методика определения параметров донного аппарата с гусеничным движителем для добычи полезных ископаемых. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2025, вып. 1. EDN ZVGAQW

**Бяков Константин Евгеньевич** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана.  
e-mail: byakov@bmstu.ru

**Мокрецов Николай Александрович** — аспирант кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана.  
e-mail: mnasm@bmstu.ru

**Наумов Валерий Николаевич** — д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: naumovvn@bmstu.ru

## **Methodology for identifying parameters of a tracked seabed mining vehicle**

© K.E. Byakov, N.A. Mokretsov, V.N. Naumov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russian Federation

*Currently, the technology of mineral deposits exploration and extraction directly on the World Ocean bottom using the robotic seabed vehicles with various contact movers appears to be promising. To determine main design parameters of an experimental model at the design stage, it is necessary to carry out the traction computation among other issues. The paper presents main dependencies required in computation, they are the basis to select main parameters of the mining seabed vehicle with a tracked mover. The methodology of the design traction computation presented takes into account both conditions of the contact mover interaction with the support base and the loads from the working equipment used in the technology operations. The paper proposes to assess the mass and dimensions of the designed device using specific parameters obtained on the basis of analyzing design of the closest analogue. The article concludes with results on computing an experimental model.*

**Keywords:** *seabed vehicle, robotization, tracked drive, underwater mining, traction computation, parameter selection*

### REFERENCES

- [1] Budilin Yu.S., Vashko N.A., Dzhilbadze V.A. et al. *Metodika razvedki rossypey zolota i platinoidov* [Methodology for exploration of the gold and platinum group placers]. Moscow, TsNIGRI Publ., 1992, 307 p.
- [2] Nurok G.A., Rzhnevsky V.V. *Tekhnologiya dobychi poleznykh iskopaemykh so dna ozer, morey i okeanov* [Technology of mineral extraction from the bottom of lakes, seas and oceans]. Moscow, Nedra Publ., 1979, 381 p.
- [3] Oparin V.N., Sekisov A.G., Trubachev A.I. et al. Perspektivnye tekhnologii razrabotki zolotorossypnykh mestorozhdeniy Zabaykalskogo kraya [Promising technologies in development of the gold placer deposits in the Trans-Baikal Territory]. *Fiziko-tekhnicheskie problemy razrabotki poleznykh iskopaemykh — Physical and Technical Problems of Mining*, 2017, no. 3, pp. 70–78.
- [4] Yeu T.K., Yoon S.M., Hong S. et al. *Steering performance test of underwater mining robot*. St. John's, NL, Canada, IEEE Oceans–St. John's — USA, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2014, pp. 1–4.
- [5] Deepak C.R., Shajahan M.A., Annamalai K. et al. Developmental tests on the underwater mining system using flexible riser concept. In: *Proceedings of the Fourth (2001) ISOPE OCEAN MINING SYMPOSIUM Szczecin, Poland*. USA, International Society of Offshore and Polar Engineers, 2001, pp. 94–98.
- [6] Hong S., Choi J.S., Kim H.W. et al. A self-propelled deep-seabed miner and lessons from shallow water tests. In: *ASME 2010 29th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*. USA, American Society of Mechanical Engineers, 2010, pp. 1–12.
- [7] Almeida J.M., Martins A., Almeida C. et al. Position, navigation and awareness of the VAMOS underwater robotic mining system. In: *2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. USA, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2018, pp. 1527–1533.

- [8] Almeida J.M., Ferreira A., Matias B. et al. VAMOS underwater mining machine navigation system. In: *2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. USA, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2018, pp. 1520–1526.
- [9] Muthuvel P., Rajesh S., Nidhi V. et al. Data acquisition and measurement for deep sea mining vehicle. In: *2009 International Symposium on Ocean Electronics (SYMPOL 2009)*. USA, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2009, pp. 167–172.
- [10] Zabavnikov N. A. *Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin* [Fundamentals of the theory of the transport tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1967, 356 p.
- [11] Chobitok V. A. *Teoriya dvizheniya tankov i BMP* [Theory of the tanks and ACVs motion]. Moscow, Voenizdat Publ., 1984, 264 p.
- [12] Afanasyev B. A., Zheglov L. F., Zuzov V. N. et al. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of all-wheel drive wheeled vehicles]. In 3 vols. Vol. 2. Moscow, BMSTU Publ., 2008, 528 p.
- [13] Ageev L.B., Bakhriev S.Kh. *Ekspluatatsiya energonasyshchennykh traktorov* [Operation of the energy-saturated tractors]. Moscow, Agropromizdat Publ., 1991, 271 p.
- [14] Yevseyev K.B. Matematicheskaya model dvizheniya gusenichnogo poezda dlya vnedorozhnykh konteynernykh perevozok [Mathematical model of the movement of a tracked train for off-road container transportation]. *Traktory i selkhoz-mashiny — Tractors and Agricultural Machinery*, 2021, no. 5, pp. 18–29.
- [15] Atmanand M.A., Herzog K., Schulte E., Schwarz W. Slip control system for a deep-sea mining machine. *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, 2007, vol. 4, iss. 2, pp. 282–286.
- [16] Schulte E., Grebe H., Handschuh R. et al. Instrumentation and control system of a sand mining system for shallow water. In: *Proc. ISOPE Ocean Min. Symp.* USA, International Society of Offshore and Polar Engineers, 2001, pp. 108–114.
- [17] Sharma R. *Deep-sea mining. Resource potential, technical and environment consideration*. National Institute of Oceanography, Dona Paula, Goa, India, 2017, p. 535.

**Byakov K.E.**, Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Department of Multi-purpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: byakov@bmstu.ru

**Mokretsov N.A.**, Postgraduate, Department of Multi-purpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: mnasm@bmstu.ru

**Naumov V.N.**, Dr. Sc. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Multi-purpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: naumovvn@bmstu.ru