



МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

УДК 629.3.038:621.833.5

А. Т. СКОЙБЕДА, д-р техн. наук, проф.
профессор кафедры «Машиноведение и детали машин»¹
E-mail: atskoibeda@tut.by

В. Н. ЖУКОВЕЦ
преподаватель кафедры «Торговое и рекламное оборудование»¹
E-mail: zhukavets@mail.ru

¹Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 02.04.2024.

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ КРИВОШИПНОГО МЕХАНИЗМА КОЛЕСНО-ШАГАЮЩЕГО ДВИЖИТЕЛЯ

В статье обоснована рациональная конструкция кривошипного механизма колесно-шагающего движителя. Кинематический анализ опытного образца колесно-шагающего движителя выявил наличие при движении колебаний вертикальной координаты центральной оси. Для устранения этого недостатка были использованы методы дифференциальной геометрии, благодаря которым была создана методика расчета некруглого профиля опорных бабмаков. Исследования динамики кривошипного механизма колесно-шагающего движителя показали, что даже при установившемся режиме движения возникают периодически действующие силы инерции. Чтобы уменьшить их действие, следует применить в силовом приводе движителя некруглые зубчатые колеса. Вычислены размеры звеньев кривошипного механизма, при которых улучшаются проходимость ходовой системы, ее кинематические и динамические характеристики, уменьшаются затраты энергии при прокладывании колеи, снижается негативное воздействие машины на плодородный слой почвы. Выполнен расчет полярных координат точек эвольвент, которые нужны для построения профилей зубьев некруглых зубчатых колес. Являясь силовым приводом кривошипного механизма, некруглые зубчатые колеса имеют симметричные геометрические параметры по двум осям и обеспечивают постоянную скорость движения. Таким образом, колесно-шагающая ходовая система может применяться в сельском хозяйстве, лесопромышленном комплексе, при добыче полезных ископаемых, при работе в условиях чрезвычайных ситуаций. Разрабатываемая конструкция движителя предназначена для беспилотной наземной техники. Этот тип беспилотных машин находится на начальной стадии своего развития, уступая по частоте применения воздушным и морским беспилотным аппаратам. Необходима целевая концентрация производственных и финансовых ресурсов, чтобы обеспечить для отечественной промышленности лидирующие позиции в производстве и продаже беспилотных наземных аппаратов.

Ключевые слова: кривошипный механизм, колесно-шагающий движитель, некруглые зубчатые колеса, беспилотная наземная техника

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-2-67-44-52>

Введение. Современное развитие беспилотной наземной техники требует улучшения параметров ее проходимости, особенно в сложных дорожных условиях [1, 2]. Поэтому для решения

этой проблемы следует активнее применять шагающие и колесно-шагающие ходовые системы [3], для которых характерны невысокая скорость передвижения и недостаточный уровень динами-

ческой уравновешенности [4–6]. Чтобы повысить скорость беспилотных наземных аппаратов при наличии динамической уравновешенности и высокой проходимости, следует решить ряд задач по усовершенствованию конструкции созданного в БНТУ [7–9] опытного образца колесно-шагающего движителя (рисунок 1).

Беспилотные сухопутные аппараты (наземные дроны) — транспортные средства, перемещающиеся по поверхности Земли или небесного тела, выполняющие свои функции без присутствия на борту человека-пилота. Беспилотная наземная техника применяется [1]:

- в исследованиях космоса (аппараты-планетоходы) [10, 11];
- сельском хозяйстве (технологии точного земледелия);
- для технического обеспечения учебных процессов в системе образования;
- в горнодобывающей промышленности;
- для нужд коммунального хозяйства и личных домохозяйств;
- работы в условиях чрезвычайных ситуаций техногенного и природного характера;
- при ведении боевых действий;
- для осуществления логистических операций.

Важно отметить, что производство беспилотной техники сухопутного назначения во всем мире недостаточно развито, сильно отставая по массовости использования от авиационных или водных дронов. Многие разработки наземных аппаратов находятся на стадии компьютерных 3D-моделей или опытных образцов [1]. Большое внимание следует уделить созданию аппаратов повышенной проходимости, использующих комбинированные ходовые системы (колесно-гусеничного или колесно-шагающего типов) [3, 12].

Основная часть. На современном этапе наиболее перспективно использование ходовых систем колесно-шагающего типа, сочетающих в себе преимущества этих двух способов передвижения [13, 14]. Созданные в БНТУ опытные образцы колесно-шагающего движителя применялись на мотоблоке (см. рисунок 1). При этом данная ходовая система продемонстрировала преимущества в проходимости, по сравнению с классической колесной системой [7].

Одной из причин высокой проходимости колесно-шагающей системы является дискретность колеи, которая представляет собой цепочку следов. Колесо образует сплошную колею, затрачивает дополнительную энергию на смятие грунта и не способно преодолеть сравнительно невысокие препятствия (траншеи, уступы, камни, бревна), которые колесно-шагающий движитель способен перешагнуть. Благодаря этому обстоятельству снижается вредное воздействие на почву, что особенно важно при эксплуатации машин с большими тяговыми усилиями [2, 15]. Эти факторы позволяют применять колесно-шагающий движитель в аграр-

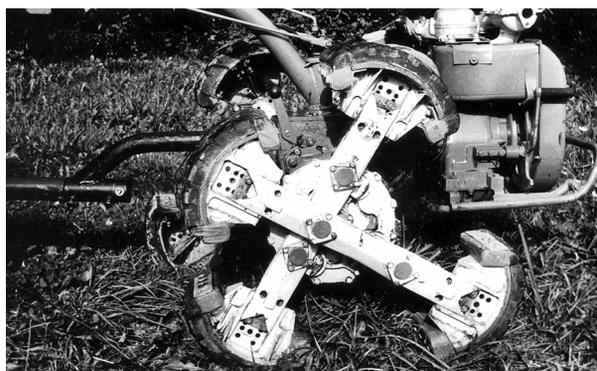


Рисунок 1 — Колесно-шагающий движитель
Figure 1 — Wheel-step mover

ном и лесопромышленном секторах экономики, при добыче полезных ископаемых, для выполнения различных задач в условиях чрезвычайных ситуаций [3, 5, 12, 16].

Существующие образцы движителя были установлены на мотоблок, который приводился в действие двигателем внутреннего сгорания через сложную механическую передачу. На современном этапе представляется более целесообразным электромеханический привод, когда каждый колесно-шагающий движитель получает мощность от собственного электродвигателя [9]. Электродвигатели, в свою очередь, приводятся в действие от аккумулятора большой емкости либо через электрогенератор от двигателя внутреннего сгорания. Таким образом, следует использовать опыт практического применения гибридных силовых установок на автомобильном транспорте, включая электронную систему управления.

При разработке конструктивных схем колесно-шагающих ходовых систем для наземных беспилотников следует использовать опыт производства и эксплуатации планетоходов [10], специальной техники других областей применения [3, 12]. При этом накопленный ранее опыт следует творчески сочетать с передовыми разработками промышленности.

Кинематический анализ созданного в БНТУ опытного образца колесно-шагающего движителя показал, что при его движении присутствуют периодические колебания вертикальной координаты центральной оси ступицы. Для устранения этого недостатка были использованы методы дифференциальной геометрии, благодаря которым была создана методика расчета некруглого профиля опорных башмаков [7]. При этом использовались расчетные схемы (рисунки 2, 3), на основе которых были получены выражения кинематических характеристик движителя относительно горизонтальной и вертикальной координат.

Профиль поверхности опорного башмака представлен системой из двух уравнений [7]:

$$\begin{cases} X = Y_2 \cdot \sin \varphi; \\ Y = Y_1 + Y_2 \cdot \cos \varphi. \end{cases} \quad (1)$$

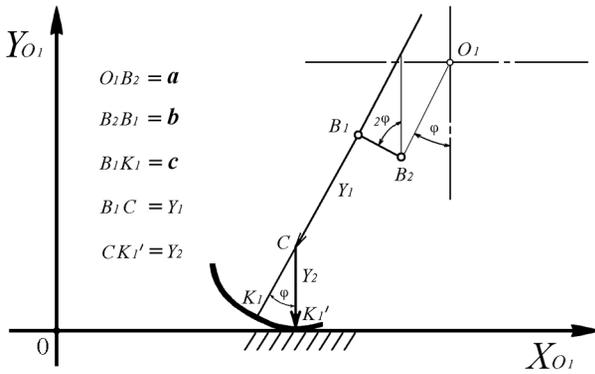


Рисунок 2 — Схема кривошипного механизма колесно-шагающего движителя
 Figure 2 — Crank mechanism design of the wheel-step mover

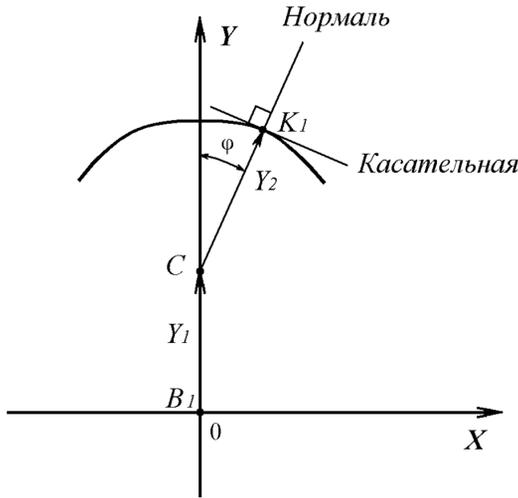


Рисунок 3 — Схема расчета координат профиля опорного башмака
 Figure 3 — Calculation scheme for the coordinates of the support shoe profile

В систему (1) входят функции, заданные параметрическим способом:

$$Y_1 = 4 \cdot b \cdot \cos \varphi - a; \quad (2)$$

$$Y_2 = a - 2 \cdot b \cdot (1 + \cos^2 \varphi) + c, \quad (3)$$

где a — расстояние между осями вращения ступицы и кривошипов; b — длина кривошипа; c — длина штанги опорного башмака; φ — угол поворота ступицы движителя.

По зависимостям (1)–(3) можно вычислить координаты X и Y точек профиля опорного башмака [7]. Координаты профиля (см. рисунок 3) можно выразить через радиус-вектор ρ с началом в точке B_1 и угол его поворота α , отсчитываемый от оси OY :

$$\alpha = \arctg(X/Y);$$

$$\rho = \sqrt{X^2 + Y^2}.$$

Полное горизонтальное перемещение движителя за время поворота ступицы от угла $\varphi = -\pi/4$ радиан до угла $\varphi = \pi/4$ радиан будет равно [7]:

$$X_{01} = X_1 + X_{II} = (a - b + c) \cdot \frac{\pi}{2} + 3 \cdot b. \quad (4)$$

Перемещение движителя за счет поворота штанги и кривошипов в выражении (4):

$$X_1 = 6b. \quad (5)$$

Перемещение движителя за счет прокатывания опорного башмака в выражении (4):

$$X_{01} = X_1 + X_{II} = (a - b + c) \cdot \frac{\pi}{2} + 3 \cdot b. \quad (6)$$

Исходя из работы [7], радиус кривизны профиля башмака находится как:

$$R(\varphi) = Y_2 - \frac{dY_1}{d\varphi} \cdot \sin \varphi. \quad (7)$$

Используя выражения (2)–(3), представим формулу (7) в следующем виде:

$$R(\varphi) = a + c - b \cdot (6 \cdot \cos^2 \varphi - 2). \quad (8)$$

Радиус кривизны согласно (8) при угле $\varphi = 0^\circ$ принимает минимальное значение:

$$R_{\min} = a - 4b + c. \quad (9)$$

Используя формулы (6) и (9), преобразуем выражение для перемещения движителя за счет прокатывания опорного башмака:

$$X_{II} = 3 \cdot b \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) + R_{\min} \cdot \frac{\pi}{2}. \quad (10)$$

Сопоставив выражения (5) и (10), можно сделать вывод, что для уменьшения значения X_{II} относительно X_1 следует задать, исходя из конструктивных соображений, минимально допустимое значение радиуса кривизны R_{\min} . Таким образом, колесно-шагающий движитель будет затрачивать минимальное количество энергии, чтобы проложить колею.

Зададим следующие значения: $a = 0,06$ м — расстояние между осями вращения ступицы и кривошипов; $b = 0,1$ м — длина кривошипа; $R_{\min} = 0,02$ м — радиус кривизны профиля опорного башмака на его оси симметрии. Длина штанги опорного башмака определяется по формуле, полученной после преобразования выражения (9):

$$c = R_{\min} - a + 4b = 0,36 \text{ м}.$$

Выполним вычисления по формулам (5), (6):

$$X_1 = 6 \cdot 0,1 \text{ м} = 0,6 \text{ м};$$

$$X_{II} = (0,06 \text{ м} - 0,1 \text{ м} + 0,36 \text{ м}) \cdot \frac{\pi}{2} - 3 \cdot 0,1 \text{ м} = 0,2027 \text{ м}.$$

Полное горизонтальное перемещение движителя за время поворота ступицы от угла $\varphi = -\pi/4$ радиан до угла $\varphi = \pi/4$ радиан определим, исходя из формулы (4):

$$X_{01} = X_1 + X_{II} = 0,6 \text{ м} + 0,2027 \text{ м} = 0,8027 \text{ м}.$$

Определим процентную долю перемещения движителя за счет прокатывания опорного башмака по несущей поверхности:

$$\frac{X_{II}}{X_{01}} \cdot 100 \% = \frac{0,2027 \text{ м}}{0,8027 \text{ м}} \cdot 100 \% = 25,25 \%$$

Длина следов составит около четверти от всего перемещения колесно-шагающего движителя, что приведет к значительному снижению затрат энергии на прокладывание колеи.

Динамический анализ показал, что даже при установившемся режиме движения колесно-шагающего движителя возникают периодически действующие силы инерции [8, 9]. Результативным способом устранения этого недостатка является применение в силовом приводе движителя некруглых зубчатых колес. В работе [8] были описаны методы вычисления геометрических параметров этих колес. После этого были выполнены расчеты, построены трехмерные компьютерные модели и с помощью технологии 3D-печати [17] были изготовлены пластиковые прототипы некруглых зубчатых колес (рисунок 4).

При этом ведущее колесо имеет симметричную форму относительно одной оси, а ведомое колесо — относительно двух осей. Из-за этого у ведущего колеса должны появиться статическая и динамическая неуравновешенности. Таким образом, возникла необходимость изменить общее передаточное отношение в приводе кривошипного механизма движителя за полный рабочий цикл. В приводном зубчатом зацеплении, несмотря на переменное от угла поворота передаточное отношение, за один выполненный полный оборот ведомого колеса будут совершаться два полных оборота ведущего колеса приводного вала [9]. Тогда ведущее колесо будет иметь симметричные геометрические параметры относительно двух осей координат. На основании выражений, приведенных в работе [9], были вычислены полярные координаты теоретических начальных линий некруглых зубчатых колес (рисунок 5).

Ведущее колесо имеет симметрию относительно только одной оси тогда, когда совершает четыре полных оборота за один полный оборот

ведомого колеса. В кривошипном механизме колесно-шагающего движителя входными звеньями являются некруглые зубчатые колеса, промежуточными — водило и шестерни планетарного редуктора, а выходными — кривошпы, приводящие в движение штанги с опорными башмаками.

Используя результаты вычислений по разбиению начальных линий на отдельные сектора [9], следует вычислить радиусы дуг окружностей этих некруглых зубчатых колес для каждого сектора. Исходные данные: межосевое расстояние расчетное $L_p = 143,5$ мм; межосевое расстояние установочное $L_{уст} = 144$ мм; $a = 60$ мм; $b = 100$ мм; $c = 360$ мм; число зубьев ведущего колеса приводного вала $z = 48$; число зубьев ведомого колеса $z_H = 96$. Ведущее колесо условно разделено на 2 сектора по 24 зуба, ведомое колесо разделено на 4 сектора по 24 зуба. Таким образом, число секторов разбиения $i = 24$. При этом угол поворота ведомого колеса

$$-\pi/4 \text{ радиан} \leq \varphi \leq \pi/4 \text{ радиан},$$

угол поворота ведущего колеса

$$-\pi/2 \text{ радиан} \leq \theta \leq \pi/2 \text{ радиан}.$$

Результаты расчетов представлены в таблице 1.

Опираясь на результаты расчетов, следует построить эвольвентные профили зубчатых зацеплений согласно методике, описанной в работе [8]. Разбив зубчатые колеса на условные сектора, следует провести для каждого сектора расчет. На секторах ведущего колеса профилируются зубья, на секторах ведомого колеса строятся впадины между зубьями.

Ведущее колесо: r_i — радиус начальной окружности; $r_{bi} = r_i - m$ — радиус основной окружности; $r_{fi} = r_i - 1,25m$ — радиус окружности впадин зубьев; $r_{ai} = r_i + m$ — радиус окружности вершин зубьев.

Ведомое колесо: r_{Hi} — радиус начальной окружности; $r_{Hbi} = r_{Hi} - m$ — радиус основной окружности; $r_{Hfi} = r_{Hi} - 1,25m$ — радиус окружности впадин зубьев; $r_{Hai} = r_{Hi} + m$ — радиус окружности вершин зубьев.

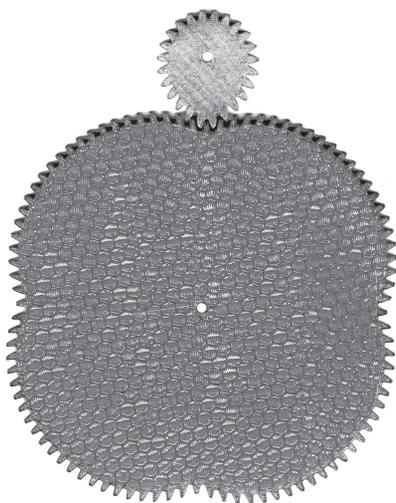


Рисунок 4 — Изготовленные пластиковые прототипы некруглых зубчатых колес
Figure 4 — Fabricated plastic prototypes of non-circular gears

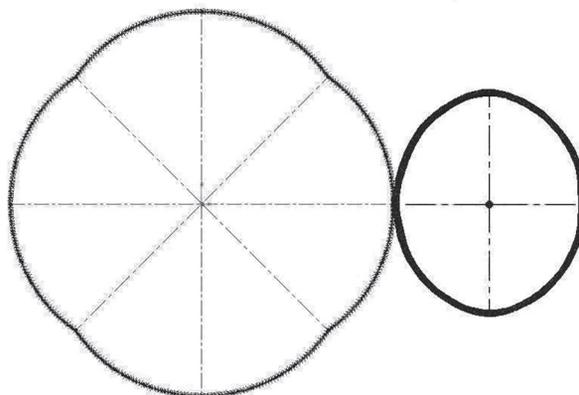


Рисунок 5 — Теоретические начальные линии некруглых зубчатых колес в приводе колесно-шагающего движителя с симметрией по двум осям
Figure 5 — Theoretical initial lines of non-circular gears in the wheel-step mover drive with symmetry in two axes

Таблица 1 — Радиусы дуг окружностей некруглых зубчатых колес
Table 1 — Circle arc radii of non-circular gears

<i>i</i>	θ_i , градусы	r_{i^0} , мм	r_{bi^0} , мм	r_{fi^0} , мм	r_{ai^0} , мм	φ_i , градусы	$r_{H_i^0}$, мм	$r_{H_{bi}^0}$, мм	$r_{H_{fi}^0}$, мм	$r_{H_{ai}^0}$, мм
1	-90,00	61,30	59,30	58,80	63,30	-45,00	82,20	80,20	79,70	84,20
2	-84,19	57,13	55,13	54,63	59,13	-40,67	86,37	84,37	83,87	88,37
3	-77,96	53,74	51,74	51,24	55,74	-36,55	89,76	87,76	87,26	91,76
4	-71,34	50,97	48,97	48,47	52,97	-32,58	92,53	90,53	90,03	94,53
5	-64,36	48,70	46,70	46,20	50,70	-28,74	94,80	92,80	92,30	96,80
6	-57,05	46,84	44,84	44,34	48,84	-24,98	96,66	94,66	94,16	98,66
7	-49,45	45,34	43,34	42,84	47,34	-21,30	98,16	96,16	95,66	100,16
8	-41,60	44,15	42,15	41,65	46,15	-17,67	99,35	97,35	96,85	101,35
9	-33,54	43,23	41,23	40,73	45,23	-14,09	100,27	98,27	97,77	102,27
10	-25,30	42,56	40,56	40,06	44,56	-10,54	100,94	98,94	98,44	102,94
11	-16,94	42,13	40,13	39,63	44,13	-7,01	101,37	99,37	98,87	103,37
12	-8,49	41,91	39,91	39,41	43,91	-3,50	101,59	99,59	99,09	103,59
13	0,00	41,91	39,91	39,41	43,91	0,00	101,59	99,59	99,09	103,59
14	8,49	42,13	40,13	39,63	44,13	3,50	101,37	99,37	98,87	103,37
15	16,94	42,56	40,56	40,06	44,56	7,01	100,94	98,94	98,44	102,94
16	25,30	43,23	41,23	40,73	45,23	10,54	100,27	98,27	97,77	102,27
17	33,54	44,15	42,15	41,65	46,15	14,09	99,35	97,35	96,85	101,35
18	41,60	45,34	43,34	42,84	47,34	17,67	98,16	96,16	95,66	100,16
19	49,45	46,84	44,84	44,34	48,84	21,30	96,66	94,66	94,16	98,66
20	57,05	48,70	46,70	46,20	50,70	24,98	94,80	92,80	92,30	96,80
21	64,36	50,97	48,97	48,47	52,97	28,74	92,53	90,53	90,03	94,53
22	71,34	53,74	51,74	51,24	55,74	32,58	89,76	87,76	87,26	91,76
23	77,96	57,13	55,13	54,63	59,13	36,55	86,37	84,37	83,87	88,37
24	84,19	61,30	59,30	58,80	63,30	40,67	82,20	80,20	79,70	84,20

Для ведущего зубчатого колеса вычислим координаты эвольвент 12 зубьев при значениях $-\pi/2$ радиан $\leq \theta \leq \pi/2$ радиан. Еще 12 зубьев будут расположены симметрично относительно угла $\theta = 0^\circ$ к зубьям с вычисленными параметрами. Полученные в сумме 24 зуба будут симметричны еще 24 зубьям относительно оси $-90^\circ \dots +90^\circ$. Всего у ведущего колеса будет 48 зубьев, впадины между которыми образуются линиями сопряжения.

Величина минимального бокового зазора определится как $j_n = 0,25m$. Для этого строится действительный контур рабочей поверхности зуба вдоль теоретического контура. Линии действительного контура проводятся с обеих сторон зуба, находясь при этом между линиями теоретического контура. В ведомом колесе также будут проводиться линии действительного и теоретического контуров, дистанция между ними на основной окружности будет равна значению $\Delta = j_n/4$.

Величина угловой коррекции в градусах:

$$\Delta\Omega_i = \frac{j_n \cdot 180^\circ}{4 \cdot \pi \cdot r_{bi}} \quad (11)$$

Профиль строится по 5 точкам. Значения радиус-векторов:

- точка 1: $r_{i1} = r_i - m$;
- точка 2: $r_{i2} = r_i - 0,5m$;
- точка 3: $r_{i3} = r_i$;
- точка 4: $r_{i4} = r_i + 0,5m$;
- точка 5: $r_{i5} = r_i + m$.

Полярные углы для точек контура вычислим с учетом угла построения эвольвенты [8]:

$$\Omega_{ij} = \text{tg}\alpha_{ij} - \alpha_{ij}, \text{ [радианы]}; \quad (12)$$

$$\cos \alpha_{ij} = \frac{r_i - m}{r_{ij}}; \quad \cos \alpha_{i1} = \frac{r_i - m}{r_i - m} = 1;$$

$$\cos \alpha_{i2} = \frac{r_i - m}{r_i - 0,5 \cdot m}; \quad \cos \alpha_{i3} = \frac{r_i - m}{r_i};$$

$$\cos \alpha_{i4} = \frac{r_i - m}{r_i + 0,5 \cdot m}; \quad \cos \alpha_{i5} = \frac{r_i - m}{r_i + m}.$$

Полярные углы для точек с первой стороны зуба с учетом формул (11), (12):

$$\theta_{i1} = \theta_i + 0,25 \cdot \Delta\theta_i + \Delta\Omega_i - \Omega_{i3} + \Omega_{i1};$$

$$\theta_{i2} = \theta_i + 0,25 \cdot \Delta\theta_i + \Delta\Omega_i - \Omega_{i3} + \Omega_{i2};$$

$$\theta_{i3} = \theta_i + 0,25 \cdot \Delta\theta_i + \Delta\Omega_i - \Omega_{i3} + \Omega_{i3};$$

$$\theta_{i4} = \theta_i + 0,25 \cdot \Delta\theta_i + \Delta\Omega_i - \Omega_{i3} + \Omega_{i4};$$

$$\theta_{i5} = \theta_i + 0,25 \cdot \Delta\theta_i + \Delta\Omega_i - \Omega_{i3} + \Omega_{i5}.$$

Полярные углы для точек со второй стороны зуба с учетом формул (11), (12):

$$\begin{aligned} \theta_{si1} &= \theta_i + 0,75 \cdot \Delta\theta_i - \Delta\Omega_i + \Omega_{i3} - \Omega_{i1}; \\ \theta_{si2} &= \theta_i + 0,75 \cdot \Delta\theta_i - \Delta\Omega_i + \Omega_{i3} - \Omega_{i2}; \\ \theta_{si3} &= \theta_i + 0,75 \cdot \Delta\theta_i - \Delta\Omega_i + \Omega_{i3} - \Omega_{i3}; \\ \theta_{si4} &= \theta_i + 0,75 \cdot \Delta\theta_i - \Delta\Omega_i + \Omega_{i3} - \Omega_{i4}; \\ \theta_{si5} &= \theta_i + 0,75 \cdot \Delta\theta_i - \Delta\Omega_i + \Omega_{i3} - \Omega_{i5}. \end{aligned}$$

У ведущего колеса симметричные зубья образованы участками эвольвент. Впадины между зубьями ведущего колеса образуются линиями сопряжения, имеющими несимметричную форму. Результаты проведенных вычислений представлены в таблице 2.

Для ведомого колеса вычисляются эвольвенты 12 впадин между зубьями. Еще 12 впадин сектора расположены симметрично относительно полярного угла $\varphi = 0^\circ$. Получатся четыре условных сектора по 24 зуба каждый. Всего у ведомого колеса будет 96 зубьев.

Величина угловой коррекции в градусах для ведомого зубчатого колеса:

$$\Delta\Omega_{Hi} = \frac{j_n \cdot 180^\circ}{4 \cdot \pi \cdot r_{Hbi}}. \quad (13)$$

Профиль строится по 5 точкам. Значения радиус-векторов:

- точка 1: $r_{Hi1} = r_{Hi} - m$;
- точка 2: $r_{Hi2} = r_{Hi} - 0,5m$;
- точка 3: $r_{Hi3} = r_{Hi}$;
- точка 4: $r_{Hi4} = r_{Hi} + 0,5m$;
- точка 5: $r_{Hi5} = r_{Hi} + m$.

Полярные углы для каждой точки действительного контура [9]:

$$\begin{aligned} \Omega_{Hij} &= \text{tg}\alpha_{Hij} - \alpha_{Hij}, \text{ [радианы]}; \quad (14) \\ \cos \alpha_{Hij} &= \frac{r_{Hi} - m}{r_{Hij}}; \quad \cos \alpha_{Hi1} = \frac{r_{Hi} - m}{r_{Hi} - m} = 1; \\ \cos \alpha_{Hi2} &= \frac{r_{Hi} - m}{r_{Hi} - 0,5 \cdot m}; \quad \cos \alpha_{Hi3} = \frac{r_{Hi} - m}{r_{Hi}}; \\ \cos \alpha_{Hi4} &= \frac{r_{Hi} - m}{r_{Hi} + 0,5 \cdot m}; \quad \cos \alpha_{Hi5} = \frac{r_{Hi} - m}{r_{Hi} + m}. \end{aligned}$$

Полярные углы для точек с первой стороны впадины с учетом формул (13), (14):

$$\begin{aligned} \varphi_{i1} &= \varphi_i + 0,25 \cdot \Delta\varphi_i - \Delta\Omega_{Hi} + \Omega_{Hi3} - \Omega_{Hi1}; \\ \varphi_{i2} &= \varphi_i + 0,25 \cdot \Delta\varphi_i - \Delta\Omega_{Hi} + \Omega_{Hi3} - \Omega_{Hi2}; \\ \varphi_{i3} &= \varphi_i + 0,25 \cdot \Delta\varphi_i - \Delta\Omega_{Hi} + \Omega_{Hi3} - \Omega_{Hi3}; \\ \varphi_{i4} &= \varphi_i + 0,25 \cdot \Delta\varphi_i - \Delta\Omega_{Hi} + \Omega_{Hi3} - \Omega_{Hi4}; \\ \varphi_{i5} &= \varphi_i + 0,25 \cdot \Delta\varphi_i - \Delta\Omega_{Hi} + \Omega_{Hi3} - \Omega_{Hi5}. \end{aligned}$$

Таблица 2 — Полярные координаты точек эвольвент зубьев ведущего колеса
Table 2 — Polar coordinates of driving wheel tooth involute points

j	θ _{ij} , градусы		r _{ij} , мм	θ _{sjj} , градусы		r _{sjj} , мм	θ _{ij} , градусы		r _{ij} , мм
	i = 1			i = 2			i = 3		
j = 1	-88,76	-85,44	59,30	-82,87	-79,28	55,13	-76,57	-72,73	51,74
j = 2	-88,64	-85,55	60,30	-82,74	-79,41	56,13	-76,43	-72,87	52,74
j = 3	-88,43	-85,77	61,30	-82,51	-79,65	57,13	-76,17	-73,13	53,74
j = 4	-88,16	-86,04	62,30	-82,20	-79,95	58,13	-75,84	-73,47	54,74
j = 5	-87,84	-86,36	63,30	-81,85	-80,31	59,13	-75,45	-73,85	55,74
	i = 4			i = 5			i = 6		
j = 1	-69,89	-65,81	48,97	-62,84	-58,56	46,70	-55,49	-51,01	44,84
j = 2	-69,73	-65,97	49,97	-62,68	-58,73	47,70	-55,31	-51,19	45,84
j = 3	-69,45	-66,25	50,97	-62,38	-59,03	48,70	-54,99	-51,51	46,84
j = 4	-69,09	-66,61	51,97	-61,99	-59,41	49,70	-54,58	-51,92	47,84
j = 5	-68,67	-67,03	52,97	-61,54	-59,86	50,70	-54,10	-52,39	48,84
	i = 7			i = 8			i = 9		
j = 1	-47,84	-43,20	43,34	-39,96	-35,17	42,15	-31,87	-26,97	41,23
j = 2	-47,66	-43,39	44,34	-39,76	-35,37	43,15	-31,67	-27,17	42,23
j = 3	-47,32	-43,73	45,34	-39,41	-35,72	44,15	-31,30	-27,54	43,23
j = 4	-46,89	-44,16	46,34	-38,97	-36,17	45,15	-30,84	-28,00	44,23
j = 5	-46,39	-44,66	47,34	-38,44	-36,69	46,15	-30,30	-28,54	45,23
	i = 10			i = 11			i = 12		
j = 1	-23,62	-18,63	40,56	-15,24	-10,20	40,13	-6,78	-1,71	39,91
j = 2	-23,41	-18,84	41,56	-15,03	-10,41	41,13	-6,57	-1,92	40,91
j = 3	-23,04	-19,21	42,56	-14,65	-10,78	42,13	-6,19	-2,30	41,91
j = 4	-22,56	-19,68	43,56	-14,17	-11,26	43,13	-5,71	-2,79	42,91
j = 5	-22,01	-20,23	44,56	-13,61	-11,82	44,13	-5,14	-3,35	43,91

Полярные углы для точек со второй стороны впадины с учетом формул (13), (14):

$$\begin{aligned} \varphi_{si1} &= \varphi_i + 0,75 \cdot \Delta\varphi_i + \Delta\Omega_{Hi} - \Omega_{Hi3} + \Omega_{Hi1}; \\ \varphi_{si2} &= \varphi_i + 0,75 \cdot \Delta\varphi_i + \Delta\Omega_{Hi} - \Omega_{Hi3} + \Omega_{Hi2}; \\ \varphi_{si3} &= \varphi_i + 0,75 \cdot \Delta\varphi_i + \Delta\Omega_{Hi} - \Omega_{Hi3} + \Omega_{Hi3}; \\ \varphi_{si4} &= \varphi_i + 0,75 \cdot \Delta\varphi_i + \Delta\Omega_{Hi} - \Omega_{Hi3} + \Omega_{Hi4}; \\ \varphi_{si5} &= \varphi_i + 0,75 \cdot \Delta\varphi_i + \Delta\Omega_{Hi} - \Omega_{Hi3} + \Omega_{Hi5}. \end{aligned}$$

У ведомого колеса симметричные впадины между зубьями образованы участками эвольвент. Зубья ведомого колеса образуются путем сопряжения эвольвент соседних секторов, поэтому будут несимметричными. Для профилирования их вершин следует использовать линии сопряжения. Результаты проведенных вычислений представлены в таблице 3.

В качестве перспективного метода проведения дальнейших исследований предполагается создание трехмерных компьютерных моделей, с помощью которых следует изготовить образцы симметричных по двум осям некруглых зубчатых колес из термостойкого пластика, применяя аддитивные технологии 3D-печати. Такой подход позволяет при минимальных материальных затра-

тах создать экспериментальные образцы проектируемых деталей.

Заключение. Результаты выполненных исследований могут быть использованы для дальнейшей конструкторской работы при разработке ходовых систем для беспилотных наземных машин. Проведены вычисления размеров звеньев кривошипного механизма, при которых улучшаются кинематические и динамические характеристики ходовой системы, уменьшаются затраты энергии при прокладывании колеи, снижается негативное воздействие машины на плодородный слой почвы. Выполнен расчет полярных координат точек участков эвольвент, которые нужны для построения профилей зубьев некруглых зубчатых колес. Являясь силовым приводом кривошипного механизма движителя, некруглые зубчатые колеса имеют симметричные геометрические параметры по двум осям и должны обеспечивать постоянную скорость движения колесно-шагающей ходовой системы. Разрабатываемые конструкции зубчатых колес также должны способствовать снижению статической и динамической неуравновешенности в силовом приводе движителя.

В итоге можно отметить, что сухопутное направление развития беспилотных машин находится

Таблица 3 — Полярные координаты точек эвольвент зубьев ведомого колеса
Table 3 — Polar coordinates of driven wheel tooth involute points

j	i = 1			i = 2			i = 3		
	φ _{ij} , градусы	φ _{sij} , градусы	r _{Hij} , мм	φ _{ij} , градусы	φ _{sij} , градусы	r _{Hij} , мм	φ _{ij} , градусы	φ _{sij} , градусы	r _{Hij} , мм
j = 1	-43,80	-41,87	80,20	-39,53	-37,69	84,37	-35,46	-33,68	87,76
j = 2	-43,87	-41,80	81,20	-39,60	-37,62	85,37	-35,52	-33,61	88,76
j = 3	-44,01	-41,66	82,20	-39,72	-37,49	86,37	-35,64	-33,49	89,76
j = 4	-44,18	-41,49	83,20	-39,89	-37,33	87,37	-35,79	-33,34	90,76
j = 5	-44,39	-41,28	84,20	-40,08	-37,14	88,37	-35,97	-33,16	91,76
	i = 4			i = 5			i = 6		
j = 1	-31,53	-29,80	90,53	-27,71	-26,01	92,80	-23,97	-22,31	94,66
j = 2	-31,59	-29,73	91,53	-27,77	-25,95	93,80	-24,03	-22,25	95,66
j = 3	-31,70	-29,62	92,53	-27,88	-25,84	94,80	-24,14	-22,15	96,66
j = 4	-31,85	-29,47	93,53	-28,02	-25,70	95,80	-24,27	-22,01	97,66
j = 5	-32,02	-29,30	94,53	-28,18	-25,54	96,80	-24,43	-21,85	98,66
	i = 7			i = 8			i = 9		
j = 1	-20,31	-18,67	96,16	-16,69	-15,07	97,35	-13,12	-11,51	98,27
j = 2	-20,36	-18,61	97,16	-16,75	-15,01	98,35	-13,18	-11,46	99,27
j = 3	-20,47	-18,51	98,16	-16,85	-14,91	99,35	-13,28	-11,36	100,27
j = 4	-20,60	-18,37	99,16	-16,98	-14,78	100,35	-13,41	-11,23	101,27
j = 5	-20,76	-18,22	100,16	-17,14	-14,63	101,35	-13,56	-11,08	102,27
	i = 10			i = 11			i = 12		
j = 1	-9,58	-7,98	98,94	-6,06	-4,46	99,37	-2,55	-0,96	99,59
j = 2	-9,63	-7,92	99,94	-6,11	-4,41	100,37	-2,60	-0,90	100,59
j = 3	-9,73	-7,82	100,94	-6,21	-4,31	101,37	-2,70	-0,80	101,59
j = 4	-9,86	-7,70	101,94	-6,34	-4,18	102,37	-2,83	-0,68	102,59
j = 5	-10,01	-7,55	102,94	-6,48	-4,03	103,37	-2,97	-0,53	103,59

на начальной стадии реализации своего потенциала, заметно уступая по широте применения воздушным и морским беспилотным аппаратам [1]. Данная область рынка современной техники еще недостаточно развита, поэтому необходима целевая концентрация производственных и финансовых ресурсов, чтобы обеспечить в обозримом будущем для отечественной промышленности лидирующие позиции в производстве и продаже беспилотных наземных аппаратов.

Список литературы

1. Жуковец, В.Н. Повышение проходимости беспилотного наземного аппарата с колесно-шагающей ходовой системой / В.Н. Жуковец // Проблемы и перспективы развития автоматизации технологических процессов: сб. науч. тр. Всероссийской науч.-техн. конф., посвященной 90-летию лауреата Госпремии СССР, д-ра техн. наук, проф. Дмитриева Л.Б., Тула, 23 июня 2023 г. / Тульский гос. ун-т. — Тула, 2023. — С. 227–233.
2. Беккер, М.Г. Введение в теорию систем местность–машина / М.Г. Беккер. — М.: Машиностроение, 1973. — 520 с.
3. Котович, С.В. Двигатели специальных транспортных средств: в 3 ч. Ч. I: учеб. пособие / С.В. Котович. — М.: Московский автомобильно-дорожный гос. техн. ун-т (МАДИ), 2008. — 161 с.
4. Охоцимский, Д.Е. Механика и управление движением автоматического шагающего аппарата / Д.Е. Охоцимский, Ю.Ф. Голубев. — М.: Наука, 1984. — 310 с.
5. Основы расчета и проектирования шагающих машин с цикловыми двигателями / Е.С. Брискин [и др.]. — М.: Машиностроение-1, 2006. — 163 с.
6. Лапшин, В.В. Механика и управление движением шагающих машин / В.В. Лапшин. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. — 199 с.
7. Скойбеда, А.Т. Рациональный профиль опорных башмаков колесно-шагающего двигателя / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец // Наука и техника. — 2013. — № 6. — С. 38–42.
8. Скойбеда, А.Т. Построение эвольвентных профилей зубьев некруглых зубчатых колес в приводе колесно-шагающего двигателя / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец // Теоретич. и прикл. механика: междунар. науч.-техн. сб. / БНТУ; редкол.: Ю.В. Василевич (пред. редкол., гл. ред.). — Минск, 2022. — Вып. 37. — С. 203–216.
9. Скойбеда, А.Т. Обоснование рациональной схемы силового привода колесно-шагающей ходовой системы / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец // Теоретич. и прикл. механика: междунар. науч.-техн. сб. / БНТУ; редкол.: Ю.В. Василевич (пред. редкол., гл. ред.). — Минск, 2023. — Вып. 38. — С. 170–180.
10. Планетоходы / А.Л. Кемурджиан [и др.]; под ред. А.Л. Кемурджиана. — М.: Машиностроение, 1993. — 400 с.
11. Пережилова, Е.Д. Исследование возможности создания колесно-шагающего марсохода / Е.Д. Пережилова // Инновации. Наука. Образование. — 2021. — № 33. — С. 1352–1363.
12. Гладов, Г.И. Специальные транспортные средства. Теория: учеб. для вузов / Г.И. Гладов, А.М. Петренко; под ред. Г.И. Гладова. — М.: Академкнига, 2006. — 215 с.
13. Сравнительный анализ колесных, гусеничных и шагающих машин / Е.С. Брискин [и др.] // Робототехника и техническая кибернетика. — 2013. — № 1. — С. 6–14.
14. Павловский, В.Е. О разработках шагающих машин / В.Е. Павловский. — 2013. — № 101. — 32 с. (Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша).
15. Чернышев, В.В. Моделирование механики контактного взаимодействия опорных элементов шагающих роботов при больших тяговых усилиях / В.В. Чернышев, А.А. Гончаров, В.В. Арыканцев // Робототехника и техническая кибернетика. — 2019. — Т. 7, № 1. — С. 53–57. — DOI: <https://doi.org/10.31776/RTSJ.7107>.
16. Монин, И.А. Повышение проходимости амфибийно-вездеходных транспортных средств / И.А. Монин // Вестн. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». — 2007. — № 3. — С. 91–101.
17. Жуковец, В.Н. Изготовление пластиковых прототипов некруглых зубчатых колес для привода колесно-шагающего двигателя / В.Н. Жуковец, В.С. Цухло // Вестн. Тульского гос. ун-та. Автоматизация: проблемы, идеи, решения: сб. науч. тр. Нац. науч.-технич. конф. с междунар. участием «АПИР-28», 13–15 нояб. 2023 г. / Тульский гос. ун-т. — Тула, 2023. — С. 211–219.

SKOYBEDA Anatol T., D. Sc. in Eng., Prof.

Professor of the Department “Mechanical Engineering and Machine Parts”¹

E-mail: atskoibeda@tut.by

ZHUKAVETS Vasili M.

Lecturer of the Department “Commercial and Advertising Equipment”¹

E-mail: zhukavets@mail.ru

¹Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Received 02 April 2024.

SUBSTANTIATION OF RATIONAL DESIGN OF CRANK MECHANISM OF A WHEEL-STEP MOVER

The article substantiates the rational design of the crank mechanism of a wheel-step mover. Kinematics analysis of a prototype of the wheel-step mover revealed the presence of oscillations in the vertical coordinate of the central axis during movement. To eliminate this drawback, differential geometry methods were used, thanks to which a method for calculating the non-circular profile of support shoes was created. Studies of the dynamics of the crank mechanism of the wheel-step mover showed that even in a steady state of motion, periodically acting inertial forces arise. To reduce their effect, non-circular gears should be used

in the mover power drive. The dimensions of the crank mechanism links have been calculated, at which the cross-country ability of the running system, its kinematics and dynamics characteristics are improved, energy costs when laying a track are reduced, as well as the negative impact of the machine on the fertile soil layer. The polar coordinates of the involute points have been calculated. They are needed to construct the tooth profiles of non-circular gears. As the power drive of the crank mechanism, non-circular gears have symmetrical geometric parameters along two axes and provide a constant movement speed. Thus, the wheel-step running system can be used in agriculture, the timber industry, mining, and when working in emergency situations. The mover design being developed is intended for unmanned ground vehicles. This type of unmanned vehicles is at the initial stage of its development, inferior in frequency to air and marine unmanned vehicles. A targeted concentration of production and financial resources is necessary to ensure that domestic industry has a leading position in the production and sale of unmanned ground vehicles.

Keywords: crank mechanism, wheel-step mover, non-circular gears, unmanned ground vehicles

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-2-67-44-52>

References

- Zhukavets V.M. Povyshenie prokhodimosti bespilotnogo nazemnogo apparata s kolesno-shagayushchey khodovoy sistemoy [Increasing the maneuverability of an unmanned ground vehicle with a wheel-step running system]. *Vserossiyskaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya s mezhdunarodnym uchastiem, posvyashchennaya 90-letiyu so dnya rozhdeniya laureata Gosudarstvennoy premii SSSR, doktora tekhnicheskikh nauk, professora Dmitrieva Lva Borisovicha "Problemy i perspektivy razvitiya avtomatizatsii tekhnologicheskikh protsessov"* [All-Russian Scientific and Technical Conference, dedicated to the 90th anniversary of the USSR State Prize laureate, D. Sc. in Eng., Prof. Dmitriev Lev Borisovich "Problems and prospects for the development of process automation"]. Tula, 2023, pp. 227–233 (in Russ.).
- Bekker M.G. *Introduction to terrain-vehicle systems. Part I: The terrain. Part II: The vehicle*. Ann Arbor, University of Michigan Press, 1969. 846 p.
- Kotovich S.V. *Dvizhiteli spetsialnykh transportnykh sredstv. Chast I* [Movers of special vehicles. Part I]. Moscow, Moskovskiy avtomobilno-dorozhnyy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet (MADI) Publ., 2008. 161 p. (in Russ.).
- Okhotsimskiy D.E., Golubev Yu.F. *Mekhanika i upravlenie dvizheniem avtomaticheskogo shagayushchego apparata* [Mechanics and motion control of an automatic walking apparatus]. Moscow, Nauka Publ., 1984. 310 p. (in Russ.).
- Briskin E.S., Zhoga V.V., Chernyshev V.V., Maloletov A.V. *Osnovy rascheta i proektirovaniya shagayushchikh mashin s tsiklovymi dvizhitelyami* [Fundamentals of calculation and design of walking machines with cyclic movers]. Moscow, Mashinostroenie-1 Publ., 2006. 163 p. (in Russ.).
- Lapshin V.V. *Mekhanika i upravlenie dvizheniem shagayushchikh mashin* [Mechanics and motion control of walking machines]. Moscow, MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2012. 199 p. (in Russ.).
- Skoybeda A.T., Zhukavets V.M. Ratsionalnyy profil opornykh bashmakov kolesno-shagayushchego dvizhitelya [Rational profile of wheel-step mover slipper heads]. *Science and technique*, 2013, no. 6, pp. 38–42 (in Russ.).
- Skoybeda A.T., Zhukavets V.M. Postroenie evolventnykh profily zubov nekruglykh zubchatykh koles v privode kolesno-shagayushchego dvizhitelya [Construction of involute profiles of teeth of non-circular gears in the drive of the wheel-step mover]. *Teoreticheskaya i prikladnaya mekhanika*, 2022, iss. 37, pp. 203–216 (in Russ.).
- Skoybeda A.T., Zhukavets V.M. Obosnovanie ratsionalnoy skhemy silovogo privoda kolesno-shagayushchey khodovoy sistemoy [Substantiation of the rational scheme of the power drive of a wheel-step running system]. *Teoreticheskaya i prikladnaya mekhanika*, 2023, iss. 38, pp. 170–180 (in Russ.).
- Kemurdzhian A.L., et al. *Planetokhody* [Planetary rovers]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1993. 400 p. (in Russ.).
- Perezhilova E.D. Issledovanie vozmozhnosti sozdaniya kolesno-shagayushchego marsokhoda [Study of the possibility of creating a wheel-step rover for Mars]. *Innovatsii. Nauka. Obrazovanie*, 2021, no. 33, pp. 1352–1363 (in Russ.).
- Gladov G.I., Petrenko A.M. *Spetsialnye transportnye sredstva. Teoriya* [Special vehicles. Theory]. Moscow, Akademkniga Publ., 2006. 215 p. (in Russ.).
- Briskin E.S., Chernyshev V.V., Maloletov A.V., Sharonov N.G. Sravnitelnyy analiz kolesnykh, gusenichnykh i shagayushchikh mashin [Comparative analysis of wheeled, tracked and walking machines]. *Robotics and technical cybernetics*, 2013, no. 1, pp. 6–14 (in Russ.).
- Pavlovskiy V.E. *O razrabotkakh shagayushchikh mashin* [For elaboration of walking machines]. 2013. Available at: https://keldysh.ru/papers/2013/prep2013_101.pdf (in Russ.).
- Chernyshev V.V., Goncharov A.A., Arykantsev V.V. Modelirovanie mekhaniki kontaktного vzaimodeystviya opornykh elementov shagayushchikh robotov pri bolshikh tyagovykh usilyakh [Modeling of contact interaction mechanics of the walking robots' support elements at high tractive efforts]. *Robotics and technical cybernetics*, 2019, vol. 7, no. 1, pp. 53–57. DOI: <https://doi.org/10.31776/RTCJ.7107> (in Russ.).
- Monin I.A. Povyshenie prokhodimosti amfibiyno-vezdekhodnykh transportnykh sredstv [Improvement of cross-country capability of amphibian-landrover transport aids]. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series mechanical engineering*, 2007, no. 3, pp. 91–101 (in Russ.).
- Zhukavets V.M., Tsukhlo V.S. Izgotovlenie plastikovykh prototipov nekruglykh zubchatykh koles dlya privoda kolesno-shagayushchego dvizhitelya [Manufacturing of plastic prototypes of non-circular gears for driving a wheel-step mover]. *Natsionalnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya s mezhdunarodnym uchastiem "Avtomatizatsiya: problemy, idei, resheniya "APIR-28"* [National Scientific and Technical Conference with international participation "Automation: problems, ideas, solutions "APIR-28"]. Tula, 2023, pp. 211–219 (in Russ.).