

УДК 629.373.3

*Д. С. ПУПАЧЁВ, Д. Д. КУЛИНИЧ, Н. А. ПИНЧУК, А. Н. САВИЦКИЙ,
М. В. БОЛОТНИКОВА*

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Беларусь

СОЧЛЕНЕННЫЙ СНЕГОБОЛОТОХОД НА БАЗЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ УЗЛОВ И АГРЕГАТОВ

Анализируется возможность разработки и внедрения в производство двухзвенного сочлененного гусеничного снегоболотохода с высоким уровнем локализации и включающего уже производимых на отечественных предприятиях узлов и агрегатов. Предложена компоновка машины, выполненная в системе трехмерного проектирования КОМПАС 3D.

Ключевые слова: снегоболотоход двухзвенный гусеничный, 3D-модель, компоновочная схема.

Введение. В настоящее время в нефтяной, газовой, лесной отраслях, а также в геологоразведке всё большее применение находят двухзвенные сочлененные снегоболотоходы [1]. Этому способствуют, во-первых, их высокая проходимость, позволяющая преодолевать топи болот, снежную целину и песчаные наносы, и, во-вторых, наличие поворотного-переломного механизма, который повышает мобильность машины, а также улучшает ее ходовые качества. К плюсам таких машин можно отнести и наличие резинометаллической ленты (гусеницы), которая оказывает малое удельное давление на грунт и снижает воздействие на поверхностный плодородный слой почвы по сравнению с обычной металлической гусеницей. При проектировании данных машин предполагается возможность работы как на Крайнем Севере, так и в жарком климате при температурах окружающей среды от -50 до $+50$ °С.

Однако рассматриваемые машины не лишены недостатков, одним из которых является высокая стоимость и сложность конструкции [2, 3]. Данная проблема связана с необходимостью создания большого числа новых узлов и агрегатов, а также инструмента и оборудования для ремонта и обслуживания вездеходов. К минусам можно отнести и невысокую функциональность базовой конструкции ввиду малого количества сменных навесных органов и оборудования. Зачастую такие машины рассматриваются исключительно как транспортная единица для перевозки персонала, реже – для выполнения грузоподъемных или специализированных работ (аварийно-спасательное или пожарное оборудование, буровые установки).

Решением данной проблемы может стать разработка новой машины модульной конструкции на базе выпускаемых отечественной машиностроительной промышленностью (ОАО «МАЗ», ОАО «МТЗ», ОАО «МЗКТ» и т. д.) узлов и агрегатов при создании небольшого количества новых узлов и агрегатов или адаптацией под требуемые технические условия уже имеющихся.

Целью представленной работы стала оценка возможности создания сочлененного снегоболотохода с использованием существующих элементов конструкций автомобилей, тракторов и транспортно-технологических машин, выпускаемых промышленными предприятиями Республики Беларусь.

Анализ существующих разработок. Первые попытки создания шарнирно-сочлененных гусеничных машин предпринимались еще в начале XX века [4]. Британский инженер Б. Д. Диплок в 1912 г. запатентовал конструкцию сочлененного трактора, состоящего из двух звеньев, при этом второе звено выступало просто прицепом и не обеспечивало передачу крутящего момента на гусеничные звенья, выполненные по системе «Педрэйл». Прицеп соединялся с основной машиной с помощью шкворневого шарнира. Механизм поворота секций состоял из червячной пары, винт которой размещался на основной ведущей машине, а червячный сектор – на заднем звене.

Значительный скачок в разработке двухзвенных вездеходов произошел уже после Второй мировой войны, когда на основании результатов эксплуатации гусеничной техники союзниками в Западной Европе была создана специальная комиссия («Mud Committee», или «Комитет по грязи»), которая установила, что значительное число машин на гусеничном ходовом оборудовании застревает в неблагоприятных условиях именно в моменты изменения направления движения. На основании изысканий с учетом полученной информации к началу 1950-х годов в США появились такие машины, как Tucker SNO-CAT, GVW Polecat, предназначенные для перевозки людей.

В 1957 году канадской фирмой Canadair Limited был представлен прототип вездехода RAT (рисунок 1), который предназначался для проведения десантно-переправочных работ в труднопроходимой местности с возможностью транспортировки прицепов с грузом общей массы до 450 кг в условиях канадского ландшафта [4, 5]. Данная машина показала хорошие результаты при эксплуатации, однако дальнейшего развития не получила.



Рисунок 1 – Гусеничный транспортер RAT

В то же время для канадской фирмы Imperial Oil, Ltd. компанией Wilson, Nuttall, Raimond, Engineers, Inc. (WNRE) был разработан шарнирный вездеход

Musk-OX, имеющий грузоподъемность 20 тонн и приводимый в движение единственной силовой установкой мощностью в 375 л. с. Тем же производителем для нужд армии США в 1959 году был представлен проект трехзвеного шарнирного вездехода COBRA с полной массой в 12 тонн для перевозки пассажиров и грузов. Все шесть гусениц данного транспортного средства приводились в движение от одного двигателя через расширенную шарнирно-сочлененную карданную передачу с пятью активными дифференциалами, два из которых могли управляться водителем для реализации необходимого тягового усилия. В последующем WNRE выпустила ряд новых моделей и модификаций сочлененных внедорожников, в том числе с возможностью преодоления водных преград за счет плавучести. В Канаде продолжили работы в данном направлении фирмы Robin Nodwell и Formost [6].

Конец 70-х – начало 80-х годов XX века ознаменовались появлением новой техники, среди которой можно выделить шведские машины семейства Bandvagn 206 (BV-206 «Лось») (рисунок 2). Они оснащаются широкой номенклатурой силовых установок, таких как дизельный двигатель Mercedes-Benz мощностью 136 л.с. с турбонаддувом объемом 3,0 л или пятилитровый Deutz мощностью в 240 л. с., а также бензиновый Ford мощностью 136 л. с. и объемом в 2,8 л. Трансмиссия данных машин – гидравлическая автоматическая коробка передач MB W4A40, выполненная в едином блоке с раздаточной коробкой.



Рисунок 2 – Машина семейства Bandvagn 206

В 2015 году была представлена очередная машина Bandvagn Skyddad 10, отличающаяся повышенной, в сравнении с предшественницей, грузоподъемностью в 8000 кг (против 2250 кг для BV-206). Она оснащается дизельным двигателем Cummins 6,7L с турбонаддувом мощностью 275 л. с. и шестиступенчатой автоматической коробкой передач Allison. Как и предыдущая модель, является амфибией с возможностью движения по воде со скоростью до 4 км/ч.

Армия Сингапура представила свое виденье шарнирного вездехода в бронированной машине Bronco All Terrain Tracked Carrier (АТТС), третье поколение которой приведено на рисунке 3. Ее масса варьируется от 10 до 11 т в зависимости от исполнения. Максимальная грузоподъемность – до 7800 кг. Силовая установка представляет собой дизельный 6-цилиндровый двигатель с турбонаддувом Caterpillar 3126В на 350 л. с. Трансмиссия машины – автоматическая с шестью передачами переднего и одной передачей заднего хода. Компания-производитель ST Kinetics рассматривает возможности поставки таких машин не только в армейские подразделения, но и в гражданские ведомства, такие как спасательные службы и лесные хозяйства.



Рисунок 3 – Бронированный вездеход Bronco New-Gen (АТТС)

В СНГ машины рассматриваемого типа начали получать распространение также в конце 70-х годов XX века. Основным их назначением являлась транспортировка грузов при выполнении строительных работ (в частности, строительства газопроводов) в сложных климатических условиях. На данный момент серийный выпуск двухзвенных вездеходов налажен на Ишимбайском машиностроительном заводе АО «Машиностроительная компания «Витязь»» и представлен линейкой из двух машин – ДТ10 и ДТ-30, отличающихся друг от друга массой и грузоподъемностью. Масса первой – от 21,5 до 23,5 т (в зависимости от модификации), её грузоподъемность 10 т. Вторая имеет массу от 28 до 30 т и грузоподъемность 30 т [7]. В основе конструкций данного семейства лежит корпус «лодка», в котором устанавливаются все узлы и агрегаты. Их компоновка представлена схемой на рисунке 4.

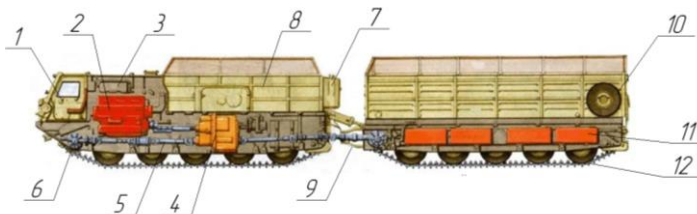


Рисунок 4 – Схема компоновки вездехода ДТ:

- 1 – кабина; 2 – силовая установка; 3 – кассета радиаторов; 4 – трансмиссия, совмещенная с раздаточной коробкой; 5 – карданная передача; 6 – редукторы ведущих звездочек;
- 7 – гидравлический бак; 8 – грузовая платформа; 9 – механизм поворота; 10 – опорный каток;
- 11 – топливный бак; 12 – резинометаллическая гусеничная лента

Выполненный анализ показал, что компоновочные решения, характерные для большинства машин данного класса, которые производятся хоть сколь угодно значимыми партиями, отличаются множеством карданных передач и сложной трансмиссией.

Подбор агрегатов и разработка компоновки машины. Разработка машины производилась на основании анализа существующих конструкций, предполагаемой области применения и производимых узлов и агрегатов.

Создание модели осуществлялось в программе для двухмерного и трехмерного проектирования КОМПАС 3D. На основании проведенного анализа узлов и агрегатов была спроектирована концептуальная модель машины, представленная на рисунке 5.

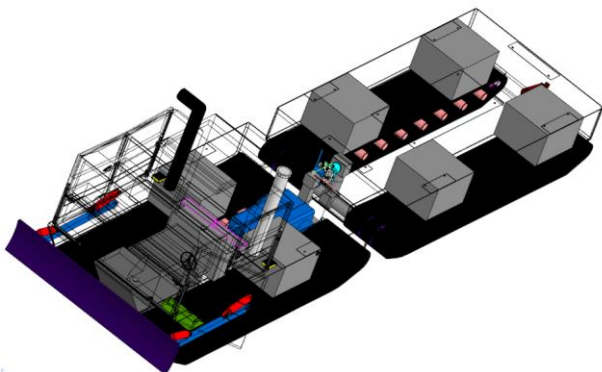


Рисунок 5 – Концептуальная 3D-модель разрабатываемой машины

С целью отказа от сложных и громоздких раздаточных коробок и уменьшения количества промежуточных (карданных) передач, а также для повышения возможности использования локализованных узлов и агрегатов была разработана упрощенная схема привода машины (рисунок 6). В соответствии с ней крутящий момент от силового агрегата 1 через карданную передачу 2 и механизм сцепления 3 подается на коробку передач 4, которая преобразует его и передает на главную передачу 5. Далее момент передается на бортовые передачи 6, связанные с ведущими звездочками 7 первого звена и распределительной конической передачей 8. От последней крутящий момент через карданную передачу 9 и приемную коническую передачу 10 направляется без его трансформации на ведущие звездочки задней секции.

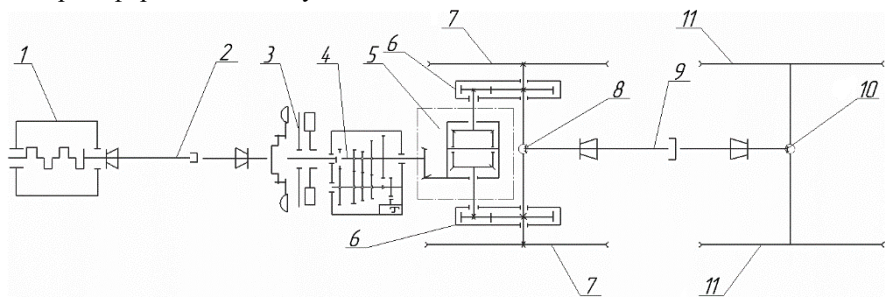


Рисунок 6 – Кинематическая схема проектируемой машины:

- 1 – силовая установка; 2, 9 – карданная передача; 3 – механизм сцепления;
- 4 – коробка переключения передач; 5 – главная передача; 6 – бортовая передача;
- 7, 11 – ведущая звездочка; 8, 10 – коническая передача

С учетом приведенной кинематической схемы было разработано компоновочное решение, представленное на рисунке 7. Предполагается, что здесь в роли трансмиссии с главной передачей выступает гидромеханическая трансмиссия от сельскохозяйственного трактора МТЗ 3022 [8]. Коробка передач – ступенчатая, диапазонная с шестернями постоянного зацепления, обеспечивает получение 24 передач переднего и 12 заднего хода и привод независимого вала отбора мощности.

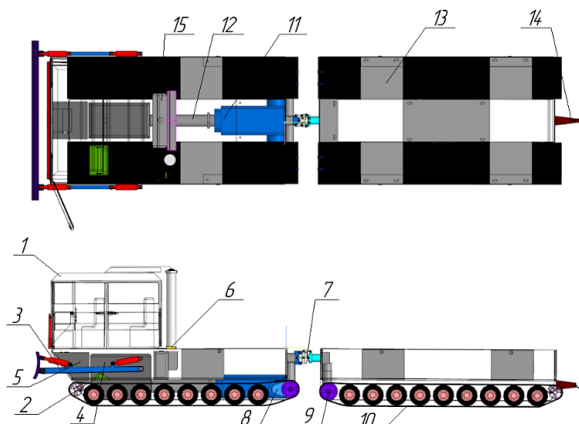


Рисунок 7 – Предлагаемое компоновочное решение:

1 – кабина; 2 – лебедка; 3 – бульдозерное оборудование; 4 – силовая установка; 5 – гидравлический бак; 6 – дефлектор; 7 – механизм поворота; 8 – бортовая передача; 9 – ведущая звездочка; 10 – резинометаллическое полотно; 11 – трансмиссия; 12 – карданная передача; 13 – топливный бак; 14 – прицепное устройство; 15 – кассета радиаторов

Основными силовыми агрегатами, предполагаемыми для установки на машину, являются двигатели, выпускаемые в СНГ. В частности – ЯМЗ 53602 или Д-262.4Е5 – шестицилиндровые дизели с рядным расположением цилиндров и турбонаддувом, мощностью в 229–265 кВт и крутящим моментом 1226–1500 Н·м [9, 10].

Для поддержания оптимальной температуры работы всех элементов машины предусмотрена установка кассет радиаторов, размещаемых за двигателем. Данное решение обусловлено конструкцией корпуса (лодки), а также позволяет понизить центр тяжести машины для улучшения ее ходовых качеств. Подача воздуха к радиаторам происходит через надстройку на кабине.

Кабина машины от тягача МЗКТ-742910 рассчитана на комфортное пребывание семи человек, включая водителя. Гусеницы – резинометаллические, элементы ходовой части (опорные и направляющие катки) безпрокольного типа с упругим полиуретановым наполнителем. Принцип и схема работы механизма регулировки натяжения гусеницы аналогичны использованным в тракторе МТЗ 1502.

Для передачи крутящего момента на заднюю секцию и выполнения поворотов путем складывания звеньев была принята представленная на рисунке 8 концептуальная схема поворотного-переломного механизма, нашедшего применение на сочлененных тракторах (Амкодор 5300, К-702 и др.). Такой механизм при помощи гидравлического привода цилиндров позволяет машине изменять свое положение в пространстве. Шарнир первой секции жестко крепится к корпусу машины. Изменение длин штоков цилиндров 3 ведет к повороту шарниров 1 и 4 относительно друг друга. Изменение длин штоков цилиндров 7 ведет к перелому звеньев по оси y . Вал шарнира крепится на втором звене в подшипниковых узлах, что позволяет совершать вращательное движение. Гидравлическая схема машины представлена двумя контурами. Первый контур ответственен за механизм поворота. Второй отвечает за управление устанавливаемым навесным рабочим оборудованием.

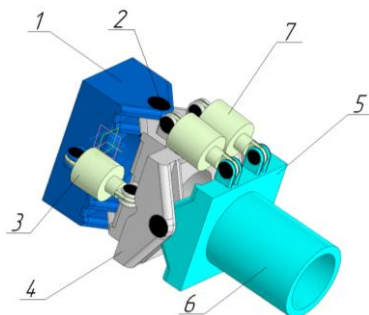


Рисунок 8 – Модель поворотного-переломного механизма:

- 1 – шарнир первого звена; 2 – палец шарнира; 3 – гидравлические цилиндры поворота; 4 – промежуточный шарнир; 5 – шарнир второго звена; 6 – вал шарнира; 7 – гидравлические цилиндры изменения угла

Определение параметров машины. Для оценки технических характеристик проектируемой конструкции определим удельное давление на грунт, выполним анализ устойчивости при опрокидывании и тяговый расчет.

С учетом предполагаемой максимальной массы машины $m = 33750$ кг удельное давление транспортного средства на грунт

$$P = \frac{mg}{4L_{\text{оп}}B} = \frac{33750 \cdot 9,8}{4 \cdot 0,88 \cdot 3,7} = 25395 \text{ Па,}$$

где g – ускорение свободного падения; $L_{\text{оп}}$ – длина опорной поверхности гусениц; B – ширина гусеницы.

В таблице 1 для сравнения представлены характеристики удельного давления существующей техники с разрабатываемой машиной (РМ). Из таблицы 1 видно, что давление рассматриваемого снегоболотохода на грунт находится в диапазоне значений, соответствующем аналогичным зарубежным машинам.

Таблица 1 – Удельное давление транспортных средств на грунт

Машина	РМ	МТЗ-80	МТЗ-2103	Шерп	ДТ-30 Витязь	Bandvagn 206
Удельное давление на грунт, кПа	25,4	140,0	46,0	9,8	29,0	12,7

Расчет устойчивости при опрокидывании выполняем в соответствии с [11].

Предельный статический угол подъема, при котором может стоять, не опрокидываясь, заторможенный гусеничный вездеход, характеризуется смещением центра давления D к задней кромке гусеницы (рисунок 10), а предельный угол спуска – смещением центра давления к ее передней кромке.

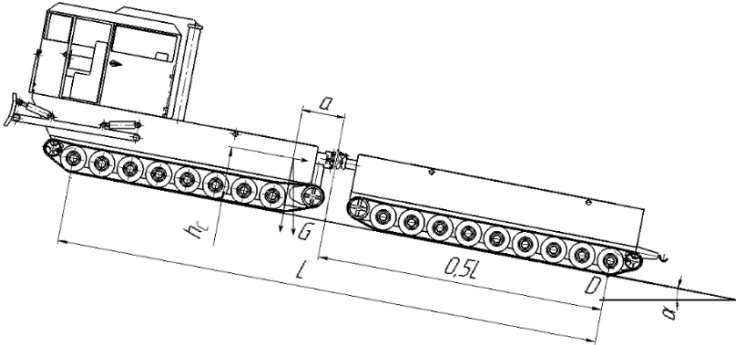


Рисунок 10 – Схема сил, действующих на гусеничный вездеход при подъеме

Уравнения моментов относительно оси, проходящей через точку D , для двух рассматриваемых случаев имеют вид

$$G(0,5L + a) \cos \alpha_{\text{lim}_1} - Gh_C \sin \alpha_{\text{lim}_1} = 0;$$

$$G(0,5L - a) \cos \alpha_{\text{lim}_2} - Gh_C \sin \alpha_{\text{lim}_2} = 0,$$

где G – сила тяжести вездехода; α_{lim_1} , α_{lim_2} – предельные значения угла подъема и спуска соответственно; h_c – расстояние от центра тяжести вездехода до опорной поверхности.

Отсюда находим

$$\text{tg } \alpha_{\text{lim}_1} = \frac{0,5L + a}{h_c} = \frac{0,5 \cdot 5,7 + 0,35}{0,93} = 0,96;$$

$$\text{tg } \alpha_{\text{lim}_2} = \frac{0,5L - a}{h_c} = \frac{0,5 \cdot 5,7 - 0,35}{0,93} = 0,94.$$

Следовательно, предельный угол подъема равен 44° , спуска – 43° .

Устойчивость вездехода на поперечном склоне, расположенном под углом α к горизонту (рисунок 11), определяют из уравнения моментов относительно оси, проходящей через центры контактов колес одного борта

$$G \frac{B}{2} \cos \beta - Gh_C \sin \beta - R_{\text{ZH}} B = 0,$$

где B – ширина колеи.

В момент, при котором машина оказывается в критическом положении, реакция R_{zH} разгруженного борта становится равной нулю, поэтому

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{lim}} = 0,5 \frac{B}{h_c} = 0,5 \frac{1,815}{1,055} = 0,860,$$

что соответствует значению $\beta_{\text{lim}} = 41^\circ$.

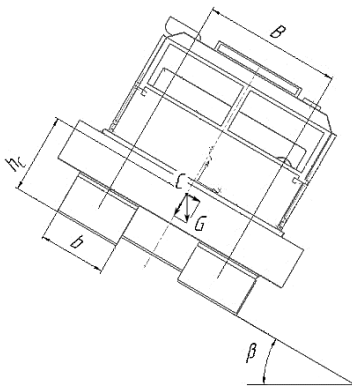


Рисунок 11 – Схема сил при расположении вездехода на поперечном уклоне

Тяговые расчеты предполагают проверку выполнения условия [12]

$$P_{\text{сц}} \geq P_{\text{к}} \geq W, \quad (1)$$

где $P_{\text{сц}}$ – сила сцепления гусениц с опорной поверхностью; $P_{\text{к}}$ – окружная сила всех движителей (приводных колес, гусениц); W – сумма сил сопротивления движению машины.

Крутящий момент на ведущем колесе зависит от момента, развиваемого двигателем на коленчатом валу $M_{\text{д}}$, передаточного числа $i_{\text{тр}}$ трансмиссии и её КПД – $\eta_{\text{тр}}$ [13]:

$$M_{\text{к}} = M_{\text{д}} i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}.$$

При блокировке высоких передач удастся получить передаточное число $i_{\text{тр}} = 34,64$. Тогда окружная сила на ведущем колесе радиусом $r_{\text{к}}$

$$P_{\text{к}} = \frac{M_{\text{к}}}{r_{\text{к}}} = \frac{1226 \cdot 34,64 \cdot 0,9}{0,2} = 191109 \text{ Н.}$$

Сила сцепления определяется выражением

$$P_{\text{сц}} = \varphi_{\text{сц}} G_{\text{сц}},$$

где $\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент трения сцепления; $G_{\text{сц}}$ – нагрузка на ведущие колёса, принимаем равной силе тяжести G . Подстановка значений даёт

$$P_{\text{сц}} = 0,8 \cdot 330750 = 264600 \text{ Н,}$$

следовательно, первое неравенство условия (1) выполняется.

Суммарная сила сопротивления находится по формуле

$$W = W_{\text{п}} + W_{\text{и}} + W_{\text{в}} + W_{\text{y}}, \quad (2)$$

где $W_{\text{п}}$ – сила сопротивления передвижению,

$$W_{\text{п}} = fG = 0,06 \cdot 330750 = 19845 \text{ Н},$$

$f = 0,06$ – коэффициент сопротивления передвижению;

$W_{\text{и}}$ – сила инерции, возникающая при разгоне,

$$W_{\text{и}} = \frac{Gv}{gt_{\text{р}}},$$

v – скорость машины в конце разгона, м/с; $t_{\text{р}}$ – время разгона из состояния покоя до скорости v ;

$$W_{\text{и}} = \frac{330750 \cdot 6,94}{9,8 \cdot 35} = 7808 \text{ Н};$$

$W_{\text{в}}$ – сила давления ветра,

$$W_{\text{в}} = p_{\text{в}} F_{\text{в}},$$

$p_{\text{в}}$ – наибольшее допустимое давление ветра, Па; $F_{\text{в}}$ – расчетная площадь наибольшей парусности (площадь лобовой поверхности), м²;

$$W_{\text{в}} = 138 \cdot 9,58 = 1322 \text{ Н};$$

W_{y} – сила сопротивления, связанная с движением по подъему (знак «+») или спуску (знак «-») [11],

$$W_{\text{y}} = \pm G \sin \alpha. \quad (3)$$

Определим максимально возможное значение угла α исходя из необходимости выполнения второй части условия (1).

Из формул (1) и (2) следует, что

$$W_{\text{y}_{\text{max}}} = P_{\text{к}} - W_{\text{п}} - W_{\text{и}} - W_{\text{в}} = 191109 - 19845 - 7808 - 1322 = 162134 \text{ Н}.$$

Тогда из формулы (3) получаем

$$\alpha_{\text{max}} = \arcsin \frac{W_{\text{y}_{\text{max}}}}{G} = \frac{162134}{330750} = 29,4^{\circ}.$$

Заключение. В работе предложено компоновочное решение двухзвенного вездехода на основе узлов и агрегатов отечественной разработки. Выполненные расчеты показали, что удельное давление на грунт разработанной машины с полной загрузкой не превышает 25,4 кПа и является хорошим показателем для машин данного класса. На основе анализа баланса мощности установлено, что максимальный угол подъема, который может быть реализован примененным в конструкции оборудованием, составляет 29,4°.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Studies of several large-scale forestry operating vehicles at home and abroad and prospect of vehicle type design / S. Sun [et al.] // Journal of Beijing Forestry University. – 2019. – Vol. 41, no. 6. – P. 154–166.

2 Research on a Path-Tracking Control System for Articulated Tracked Vehicles / D. Cui [et al.] // Strojniški Vestnik = Journal of Mechanical Engineering. – 2020. – Vol. 66, no. 5. – P. 311–324.

3 **Hu, K.** Dynamic modelling and stability analysis of the articulated tracked vehicle considering transient track-terrain interaction / K. Hu, K. Cheng // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2021. – Vol. 35, no. 4. – P. 1343–1356.

4 **Nuttall, C. J.** Some notes on the steering of tracked vehicles by articulation / C. J. Nuttall // Journal of Terramechanics. – 1964. – Vol. 1, no. 1. – P. 38–74.

5 **Степанов, А. П.** Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости / А. П. Степанов // Техника и вооружение: вчера, сегодня, завтра. – 2003. – № 5. – С. 37–40.

6 **Степанов, А. П.** Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости / А. П. Степанов // Техника и вооружение: вчера, сегодня, завтра. – 2003. – № 10. – С. 42–44.

7 **Горячев, В. Т.** Двухзвенные транспортёры ДТ-10П и ДТ-10. Техническое описание и инструкция по эксплуатации / В. Т. Горячев. – М. : Военное издательство, 1988. – 272 с.

8 2822ДЦ-000010 РЭ. Руководство по эксплуатации тракторов «БЕЛАРУС-2522В/2522ДВ/2822ДЦ/3022В/3022ДВ» и их модификаций. – Минск : РУП «Минский тракторный завод», 2008. – 395 с.

9 262Е5 – 0000100 РЭ. Руководство по эксплуатации дизеля Д-262Е5. – Минск : ОАО «Управляющая компания холдинга «Минский моторный завод», 2018. – 137 с.

10 536.3902150 РЭ 2016. Руководство по эксплуатации двигателей ЯМЗ-536, ЯМЗ-5361, ЯМЗ5362, ЯМЗ-5363, ЯМЗ-5364, их модификации и комплектации. – Ярославль : Автодизель, 2016. – 285 с.

11 Многоцелевые гусеничные и колесные машины : теория / В. П. Бойков [и др.]. – Минск : Новое знание; М. : Инфра-М, 2012. – 542 с.

12 **Довгяло, В. А.** Машины для земляных работ. Практикум / В. А. Довгяло, А. М. Щемелев, Ю. А. Шебзухов. – Гомель : БелГУТ, 2016. – 391 с.

13 Трансмиссии тракторов и автомобилей : лабораторный практикум / А. И. Бобровник [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2012. – 212 с.

*D. S. PUPACHOU, D. D. KULINICH, N. A. PINCHUK, A. N. SAVITSKY, M. V. BOLOTNIKOVA
Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus*

ARTICULATE SNOW AND SWAMPISH VEHICLE BASED ON DOMESTIC UNITS AND COMPONENTS

The possibility of developing and introducing into production a two-link articulated tracked snow and swamp-going vehicle with a high level of localization made of units and components produced at domestic enterprises is analyzed. There is proposed a model of the vehicle, created in the KOMPAS 3D three-dimensional design system.

Keywords: two-link caterpillar snow and swamp vehicle, 3D model, layout diagram.

Получено 15.10.2023