

КОНСТРУКЦИИ ДВИЖИТЕЛЕЙ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГОСРЕДСТВ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ УПЛОТНЕНИЯ ПОЧВ

И.Н. Шило, докт. техн. наук, профессор, Н.Н. Романюк, канд. техн. наук, доцент, В.А. Агейчик, канд. техн. наук, доцент (БГАТУ); Ю.В. Чигарев, докт. физ.-мат. наук, профессор (БГАТУ); Западнопоморский технологический ун-т, г. Щетин, Республика Польша)

Аннотация

Рассматриваются вопросы уплотнения почв пневмоколесными двигателями. Предложены конструкции двигателей, позволяющие повысить проходимость мобильного энергосредства и снизить уплотнение почвы.

The issues of consolidation of soils pneumowheel motors are considered. Design of the motors are offered, allowing to raise passing ability of mobile power and to lower soil consolidation.

Введение

При рассмотрении вопроса уплотнения почв двигателями мобильных энергосредств, прежде всего важно знать, как влияет механическое уплотнение на урожайность сельскохозяйственных культур, которая является основным критерием, характеризующим всю совокупность агрофизических, агрохимических и биологических свойств почвы, т.е. условий, в которых растение растет, развивается и созревает.

По мнению многих ученых, за счет обработки почвы может формироваться до 25% урожая. Это один из самых трудоемких агротехнических приемов, на проведение которого затрачивается около 40% энергетических и 25% трудовых ресурсов, используемых для выращивания сельскохозяйственных культур [1]. Процесс обработки почвы должен быть направлен на регулирование ее плотности, зависящей не только от ее гранулометрического состава, но и от выращиваемой культуры. Доказано, что оптимальная плотность пахотного горизонта для большинства культур находится в пределах 1100-1300 кг/м³ [2].

При выполнении различных сельскохозяйственных операций, площадь, покрываемая колесами машинно-тракторных агрегатов (МТА), превышает площадь самого поля. Без учета уборочно-транспортных работ при возделывании озимой пшеницы, площадь, покрываемая колесами МТА на 1 га, достигает в среднем 22-26 тыс. м², при возделывании кукурузы – 18-30 тыс. м², сахарной свеклы – 30-32 тыс. м². Однако количество проходов по одному и тому же месту поля неодинаково. При возделывании озимой пшеницы свыше 30% площади поля подвергается двукратному воздействию ходовыми системами МТА, 20% – шестикратному и 2% – восьмикратному. Не уплотняется лишь 10% площади поля. Поворотные полосы прикатываются колесами и

гусеницами сельскохозяйственной техники до 20 раз в течение одного года [3].

С повышением удельной энергонасыщенности МТА, происходит усложнение машин и их функциональных возможностей, которое приводит к увеличению числа их узлов и массы, необходимой для развития требуемого тягового усилия. Повышение скорости движения, переезд тракторов поперек периодически повторяющихся борозд поля приводит к увеличению в 2-2,9 раза вертикальных вибродинамических нагрузок (по сравнению со статическими), которые передаются через двигатели на почву. При этом нагрузки возрастают с большими ускорениями, достигающими 0,1-0,4g [3, 4]. Возросшие нагрузки приводят к дополнительному сдвигу, переупаковке частиц, разрушают структуру почвы, увеличивают ее плотность и количество пылевидных фракций.

Переуплотненные участки почвы создают повышенное сопротивление при последующих обработках, что ведет к увеличению расхода топлива и снижению производительности МТА. Разрушенная структура почвы не восстанавливается полностью, в результате чего интенсивно обрабатываемая почва с течением времени деградирует, и в конечном итоге всё это ведёт к нарушению экологии агроландшафтов.

Целью данных исследований явилось повышение проходимости мобильных энергосредств и снижение уплотнения почвы за счет совершенствования конструкций пневмоколесных двигателей.

Основная часть

Качение пневмоколесного двигателя по деформируемой почве можно представить в виде эквивалентных колебательных систем: двухмассовой – при наличии подвески (рис. 1 а) и одномассовой – без подвески (рис. 1 б).

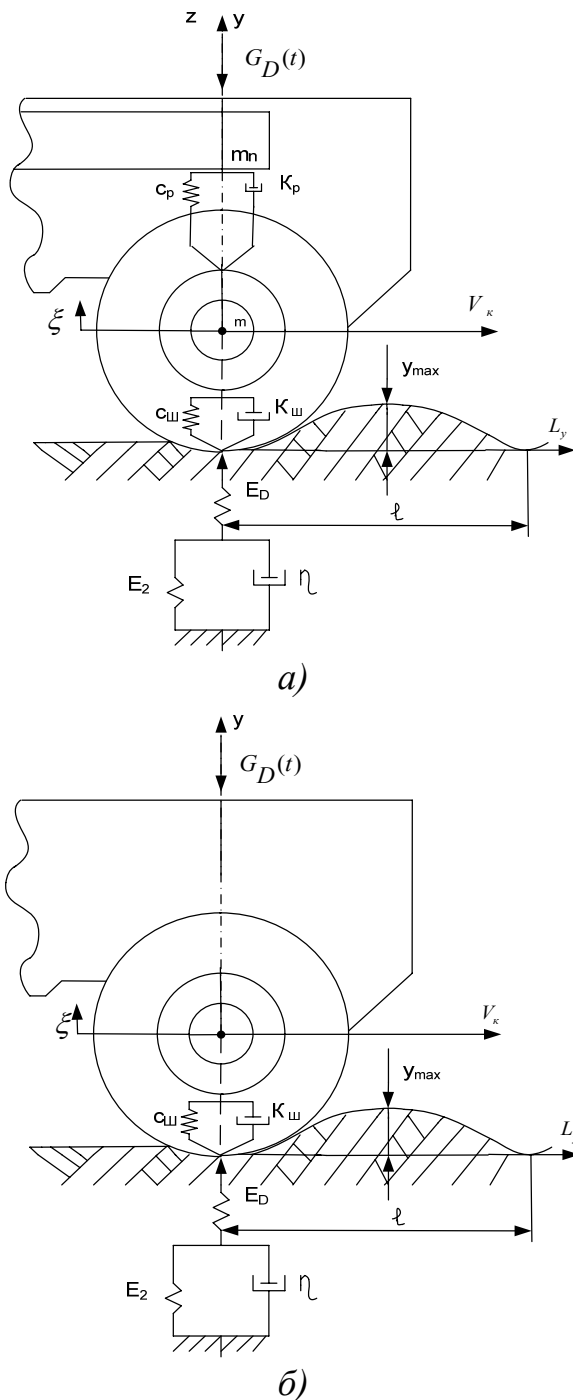


Рис. 1. Взаимодействие пневмоколесного движителя в виде эквивалентной двухмассовой (а) и одномассовой (б) колебательных систем с почвой

Оптимизация конструктивных параметров и режимов работы тракторов, сельскохозяйственных машин и МТА определяется, в первую очередь, выбором механико-математических моделей почв, которые достаточно точно описывали бы свойства почв и их деформирование.

Установлено [5-8], что модель Кельвина (рис. 1) наиболее точно описывает напряженное и деформированное состояние почв от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок пневмоколесных движителей.

Сжатие пружины 1, модуль упругости которой E_D (Па) физически выражает деформацию, связанную со сжатием цементирующих пленок солей и водных пленок, расположенных между отдельными частицами почвы. Процесс сжатия пружины 1 обратим. Деформация пружины 2 (модуль упругости E_2 , Па) и демпфера (коэффициент вязкости η , Па·с) выражает смещение частиц почвы, их переупаковку. После снятия нагрузки частицы почвы не возвращаются к исходному положению. Это объясняется тем, что воздух, заключенный в порах, сжимается лишь на несколько процентов и не в состоянии при снятии нагрузки преодолеть силы трения между частицами и вернуть почву к начальному объему.

Связь между прикладываемой нагрузкой (напряжением) и деформацией почвы имеет вид

$$\mu\varepsilon + \dot{\varepsilon} = \frac{\dot{\sigma}}{E_D} + \frac{\mu\sigma}{E_C}, \quad (1)$$

где ε , $\dot{\varepsilon}$ – относительная деформация почвы и скорость ее распространения, c^{-1} ;

σ , $\dot{\sigma}$ – нормальное напряжение и скорость его распространения, Па, Па/с;

E_D – динамический модуль упругости почвы, который связан со статическим E_C следующим выражением: $1/E_D + 1/E_2 = 1/E_C$, Па; $\mu = E_D E_C / ((E_D - E_C)\eta)$ – параметр вязкости почвы, c^{-1} .

Вертикальное вибродинамическое воздействие колеса на почву носит сложный характер, который трудно описать математически.

Для упрощения применения математического аппарата нагрузки от пневмоколесных движителей на почву можно представить как:

- ударные (импульсные), возникающие при движении на каменистых полях или при переезде поперек борозд;
- периодические (синусоидальные), возникающие при движении на выровненных полях.

При ударной нагрузке, возникающей при падении колеса с некоторой высоты, изменение относительной деформации почвы имеет вид [5]

$$\varepsilon(t) = -\frac{D_0}{\mu} - \frac{B_0}{\mu^2}(\mu t - 1) + C_0 e^{-\mu t}, \quad (2)$$

$$B_0 = \frac{\mu\sigma_m}{E_C\theta}, c^{-2}; D_0 = \frac{\sigma_m}{E_D\theta} \left(1 - \frac{E_D}{E_C} \mu\theta\right), c^{-1};$$

$$C_0 = \frac{\sigma_m}{E_D} + \frac{D_0}{\mu} - \frac{B_0}{\mu^2} - \text{коэффициенты.}$$

где σ_m – максимальное напряжение в пятне контакта движителя с почвой, Па;

θ – полупериод колебаний, с;

При движении трактора по периодически повторяющимся неровностям, изменение относительной деформации почвы от действующих синусоидальных нагрузок движителей определяется по зависимости [5]

$$\varepsilon(t) = \frac{K}{\lambda^2 + \mu^2} (\lambda \sin \lambda t + \mu \cos \lambda t) + \frac{L}{\lambda^2 + \mu^2} (\mu \sin \lambda t - \lambda \cos \lambda t) + C e^{-\mu t}, \quad (3)$$

где $\lambda = 2\pi/T$ – угловая частота вынужденных колебаний, c^{-1} ;

T – период вынужденных колебаний, с;

$$K = \frac{\sigma_m \lambda}{E_D}, c^{-1}; \quad L = \frac{\mu \sigma_m}{E_c}, c^{-1};$$

$$C = \frac{\sigma_m}{E_D} + \frac{L\lambda - K\mu}{\lambda^2 + \mu^2} - \text{коэффициенты.}$$

Максимальное напряжение в пятне контакта движителя с почвой σ_m зависит от мгновенного значения вертикальной вибродинамической нагрузки $G_D(t)$, приходящейся на ось колеса [4, 5]

$$G_D(t) = M(g \pm \ddot{\xi}), \quad (4)$$

где M – масса, нагружающая ось колеса, кг;

$g, \ddot{\xi}$ – ускорение свободного падения и значение вертикального ускорения колебаний оси колеса трактора, соответственно, m/c^2 .

Примем, что силы сопротивления в подвеске пропорциональны скорости колебаний остова трактора.

Ускорение колебаний оси колеса $\ddot{\xi}$ зависит от параметров эквивалентной колебательной системы, геометрических характеристик рельефа опорной поверхности и находится из уравнений:

– при наличии подвески (рис. 1 а):

$$\begin{cases} \ddot{z} + 2h_n \dot{z} + \omega_n^2 z - 2h_n \dot{\xi} - \omega_n^2 \xi = 0; \\ \ddot{\xi} + 2h_n \dot{\xi} + \omega_n^2 \xi - 2h_{но} \dot{z} - \omega_{но}^2 z = Q_y / m = \\ = 2h_{ш} \dot{y} + \omega_{ш}^2 y, \end{cases} \quad (5)$$

где z, \dot{z}, \ddot{z} – амплитуда, скорость и ускорение вертикальных колебаний поддрессоренной массы, соответственно, $m, m/c, m/c^2$;

$\xi, \dot{\xi}, \ddot{\xi}$ – амплитуда, скорость и ускорение вертикальных колебаний оси колеса, соответственно, $m, m/c, m/c^2$;

$$h_n = K_p / (2m_n), \quad h_H = (K_p + K_{ш}) / (2m),$$

$h_{ш} = K_{ш} / (2m)$ – коэффициент затухания вертикальных колебаний поддрессоренной, неподдрессоренной масс и шины, соответственно, c^{-1} ;

$K_p, K_{ш}$ – коэффициент демпфирования подвески и шины, соответственно, $H \cdot c / m$;

m_n, m – поддрессоренная и неподдрессоренная массы, соответственно, кг;

$$\omega_n = \sqrt{C_p / m_n}, \quad \omega_H = \sqrt{(C_p + C_{ш}) / m}, \quad \omega_{ш} = \sqrt{C_{ш} / m} - \text{частота вертикальных колебаний поддрессоренной, неподдрессоренной масс и шины, соответственно, } c^{-1};$$

$C_p, C_{ш}$ – коэффициент жесткости подвески и шины, соответственно, H / m ;

$$h_{но} = K_p / (2m) - \text{коэффициент затухания, } c^{-1};$$

$$\omega_{но} = \sqrt{C_p / m} - \text{частота колебаний, } c^{-1};$$

Q_y – возмущающая сила со стороны неровностей поверхности поля, H ;

– без подвески (рис. 1 б):

$$\ddot{\xi} + 2h_{ш} \dot{\xi} + \omega_{ш}^2 \xi = Q_y / M = 2h_{ш} \dot{y} + \omega_{ш}^2 y, \quad (6)$$

где $h_{ш} = \frac{K_{ш}}{2M}$ – коэффициент затухания вертикальных колебаний шины, c^{-1} ;

$$\omega_{ш} = \sqrt{\frac{C_{ш}}{M}} - \text{частота свободных (собственных)}$$

колебаний шины, c^{-1} .

Для нахождения силы Q_y , являющейся следствием кинематического возбуждения со стороны поля, формирующегося за счет движения колеса по неровностям, необходимо знать закон изменения профиля поля. Чаще всего для его описания используются периодические функции [5]:

$$y = y_{\max} \sin \lambda t, \quad (7)$$

где y_{\max} – максимальная высота неровности поверхности, m ;

$\lambda = \frac{2\pi}{T_\lambda} = \frac{2\pi V_K}{l}$ – угловая частота вынужденных колебаний, c^{-1} ;

$$T_\lambda - \text{время переезда одной неровности, с;}$$

$$V_K - \text{скорость движения колеса, м/с;}$$

l – половина длины волны неровности поверхности, м.

Снижение вибродинамического воздействия со стороны почвы на энергетические средства сельскохозяйственных агрегатов является важной научно-технической задачей, решение которой позволит существенно повысить производительность труда и долговечность мобильных сельскохозяйственных агрегатов, улучшить условия работы тракториста.

Анализ формул (2) – (7) показывает, что добиться снижения уплотнения почвы можно за счет выравнивания рельефа, увеличения упругих свойств опорной поверхности, что весьма проблематично, а также выбора оптимальных параметров эквивалентной колебательной системы трактора (демпфирующих и жесткостных характеристик подвески и шины).

Решение указанной проблемы с помощью различных систем поддрессирования и связанных с ними автоматических систем регулирования приведет к увеличению массы и габаритов сельскохозяйственной техники, повышению стоимости, что снизит их надежность и конкурентоспособность на внутреннем и внешнем рынках.

Для снижения уплотнения почв мобильными энергетическими средствами, уменьшения вертикальных вибродинамических нагрузок на элементы ходовой части, в Белорусском государственном аграрном техническом университете разработаны и запатентованы конструкции колес низкого давления и повышенного демпфирования (рис. 2) [9].

К ступице 1 присоединены спицы 2, охваченные по периферии ободьями 3, соединенными ложементами 4 с присоединенным к ним с внутренней стороны диском 5. Диск 5 охватывает по контуру камеру 6 и шину 7. На внутренней стороне ложементов 4 с помощью болтов 8 с гайками 9 и диска 5 закреплены грунтозацепы 10. Камера 6 разделена на секторы герметичными перегородками 11.

В плоскости симметрии диска 5 имеются радиальные отверстия 12, с закрепленными в них дросселирующими трубками 13, каждая из которых соединена с пневматическим демпфером 14, включающим закрепленный на диске 5 корпус 15, присоединенную к дросселирующей трубке 13 своим ближайшим к диску 5 неподвижным основанием 16 сильфонную камеру 17 и установленные на ее подвижном основании 18 наружные тарельчатые пружины 19 с расположенной внутри них цилиндрической пружиной сжатия 20, упирающиеся в нажимной диск 21, положение которого относительно корпуса 15 регулируется винтом 22.

В зависимости от микрорельефа опорной поверхности, пневматический демпфер 14 настраивают на определенное давление срабатывания за счет изменения усилия тарельчатых пружин 19 и цилиндрической пружины сжатия 20, величина которого регулируется винтом 22. Цилиндрическая пружина сжатия 20 создает дополнительную жесткость и одно-

временно стабилизирует положение тарельчатых пружин 19 относительно их оси симметрии.

Количество пневматических демпферов 14 равно числу секторов камеры 6.

Колесо низкого давления и повышенного демпфирования работает следующим образом.

При наездах на препятствия и колебаниях мобильного средства, часть воздуха из взаимодействующего с препятствием сектора камеры 6 через отверстие в дросселирующей трубке 13 поступает в сильфонную камеру 17, которая увеличивается в объеме. Усилие через подвижное основание 18 передается тарельчатым пружинам 19 и цилиндрической пружине сжатия 20, сжимая их.

Уменьшение объема воздуха во взаимодействующем с препятствием секторе камеры 6 приводит к увеличению пятна контакта колеса с опорной поверхностью, а, следовательно, к повышению его демпфирующих свойств, т.е. способности гасить ударные воздействия неровностей микропрофиля опорной поверхности и, таким образом, уменьшать колебания неподдрессированных масс за счет повышенной деформации шины (уменьшаются вертикальные перемещения и ускорения колебаний оси колеса).

После преодоления препятствия, тарельчатые пружины 19 и цилиндрическая пружина сжатия 20 разжимаются, сильфонная камера 17 уменьшается в объеме и воздух через отверстие в дросселирующей трубке 13 поступает обратно в соответствующий сектор камеры 6.

Дросселирование воздуха создает необходимые энергетические потери, а включение в работу тарельчатых пружин 19 и цилиндрической пружины сжатия 20 ведет к снижению частоты собственных колебаний мобильного средства, а, следовательно, и уменьшению вертикальных вибродинамических нагрузок на элементы ходовой части, что ведет к снижению уплотнения почвы.

В БГАТУ разработана также конструкция колесного движителя [10], позволяющая повысить проходимость техники на рыхлых, слабонесущих почвах (рис. 3).

Колесный движитель содержит пневматическую шину 1, обод 2, грунтозацепы-толкатели 3, диск 4, на поверхности которого концентрично относительно его центра, на расстоянии a от наружной окружности движителя симметрично расположены пальцы 5. Каждый грунтозацеп-толкатель 3 состоит из серги 6 для шарнирного крепления к пальцу 5, штанги 7 и башмака для взаимодействия с опорной поверхностью 8.

Грунтозацепы-толкатели 3 расположены под углом β к осевым линиям колеса и имеют длину, большую, чем величина a . Каждый грунтозацеп-толкатель 3 подпружинен относительно диска 4 колеса при помощи пружины 9 и может поворачиваться относительно пальца 5 в плоскости диска 4 на угол, величина которого ограничена возвратным действием пружины 9. На штанге 7, внутри башмака 8, разделяя его на две одинаковые части, установлен в вертикальной плоскости с

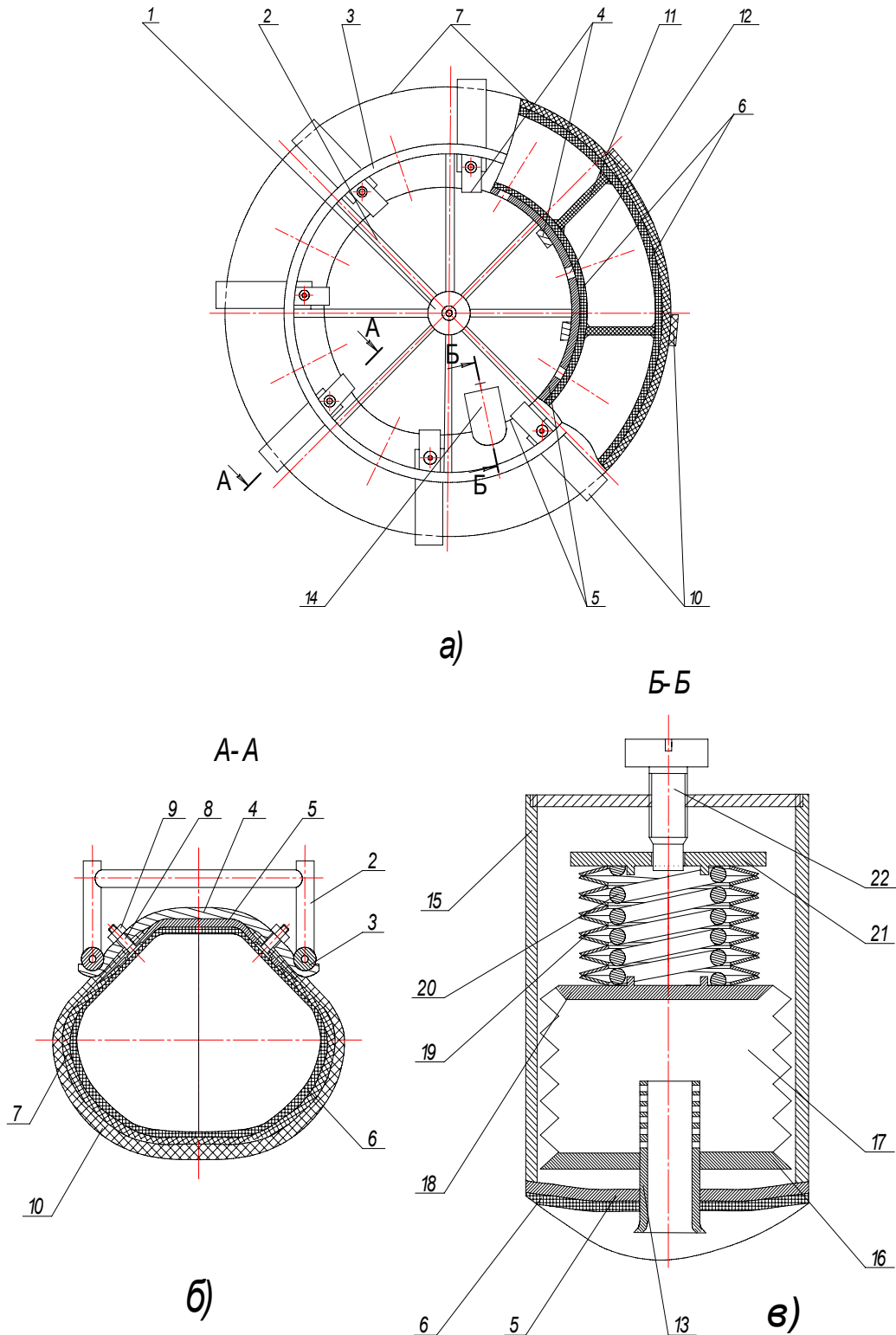


Рис. 2. Колесо низкого давления и повышенного демпфирования:
 а) – общий вид колеса сбоку, выполненный с разрезом; б) – разрез А-А; в) – разрез Б-Б;
 1 – ступица; 2 – спицы; 3 – ободья; 4 – ложементы; 5 – диск; 6 – камера; 7 – шина; 8 – болт; 9 – гайка; 10 – грунтозацепы; 11 – перегородка; 12 – радиальное отверстие; 13 – дросселирующая трубка; 14 – пневматический демпфер; 15 – корпус; 16 – неподвижное основание; 17 – камера сифонная; 18 – подвижное основание; 19 – тарельчатые пружины; 20 – цилиндрическая пружина сжатия; 21 – нажимной диск; 22 – винт

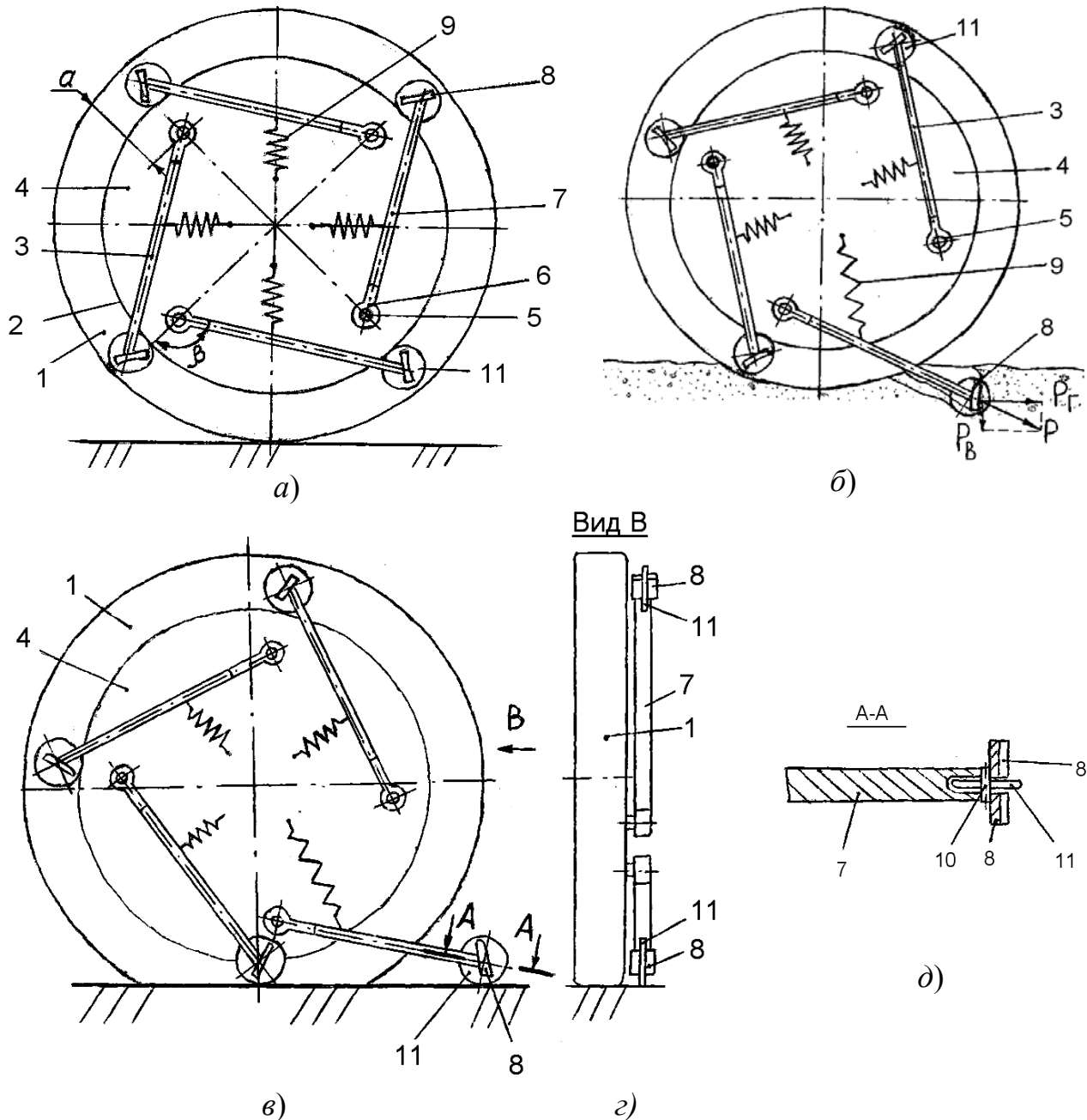


Рис. 3. Колесный движитель:
а) – в неактивном состоянии, при движении по дорогам с твёрдым покрытием с малой деформацией шины, вид сбоку; б) – в движении по слабонесущим почвам, вид сбоку; в) – при движении по дорогам с твёрдым покрытием с большой деформацией шины, вид сбоку; г) – вид В; д) – разрез А-А

возможностью вращения на оси 10 малый диск 11, диаметр которого больше высоты башмака 8 и охватывает его в вертикальной проекции по контуру.

Колесный движитель работает следующим образом.

При движении по твердой поверхности дорожного покрытия при достаточном давлении в шинах 1 каждый грунтозацеп-толкатель 3 при помощи пружины 9 находится в неактивном состоянии так, что

башмак 8 и малый диск 11 не контактируют с поверхностью. При движении в полевых условиях при выполнении различных сельскохозяйственных операций колесный движитель погружается в почву на определенную глубину таким образом, что при повороте колеса башмак 8 также погружается в почву. При этом малый диск 11 в силу своей незначительной толщины не препятствует этому. В случае начала

буксования за счет увеличения окружной скорости колесного движителя грунтозацеп-толкателя 3 получает дополнительный момент и погружается на большую глубину. При дальнейшем повороте колесного движителя почва под башмаком 8 уплотняется и препятствует дальнейшему движению грунтозацеп-толкателя 3, тем самым создается необходимая опора для толкающего действия грунтозацеп-толкателя 3, получив которую, мобильное средство за счет действия реакции на горизонтальную составляющую P_T от силы P приостанавливает буксование и движется вперед. При дальнейшем повороте колесного движителя за счет того, что грунтозацеп-толкателя 3 может поворачиваться относительно пальца 5, в плоскости, параллельной плоскости диска 4, действие силы P_T продолжается до тех пор, пока следующий грунтозацеп-толкателя 3 не получит опору.

После этого наступает момент, когда действие удерживающей силы ослабевает настолько, что силы возвратного действия пружины 9 и реакции на вертикальную составляющую P_B действия силы P_T заставляют грунтозацеп-толкателя 3 вернуться в нерабочее состояние.

При движении по дороге с твердым покрытием, при недостаточном давлении в шинах 1, малые диски 11, контактируя с твердой поверхностью, перекатываются по ней, препятствуя контакту с ней башмаков 8 и предотвращая повреждение ими твердого покрытия.

Выводы

1. Анализ математической модели «пневмоколесный движитель – почва», учитывающей параметры колебательной системы мобильного средства, реологические свойства почвы и неровности рельефа опорной поверхности, показывает, что снизить негативное воздействие МТА на почву можно за счет совершенствования демпфирующих свойств шины.

2. Предложенные конструкции колесных движителей позволяют повысить плавность хода, снизить частоту собственных колебаний, уменьшить вибродинамические нагрузки на элементы ходовой части, увеличить проходимость мобильных энергосредств за счет увеличения пятна контакта колеса с опорной поверхностью, снизить уплотнение почвы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пищик, С.А. Ресурсосберегающая система обработки почвы – залог повышения ее плодородия / С.А. Пищик, А.В. Мучинский, В.С. Бобер // Агрона-

норама. – 2007. – №2. – С. 28–31.

2. Роль оптимизации физических свойств почв Белоруссии в повышении урожайности сельскохозяйственных культур / Н.И. Афанасьев [и др.]. – Минск: БелНИИТИ, 1985. – 35 с.

3. Кушнарев, А.С. Механико-технологические основы обработки почвы / А.С. Кушнарев, В.И. Кочев. – Киев: Урожай, 1989. – 144 с.

4. Бахтеев, Р. Х. Влияние колебаний колёсного трактора на величину давлений шины на почву: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Р. Х. Бахтеев. – М., 1985. – 167 л.

5. Романюк, Н.Н. Снижение уплотняющего воздействия на почву вертикальными вибродинамическими нагрузками пневмоколесных движителей: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03, 05.20.01 / Н.Н. Романюк. – Минск, 2008. – 206 л.

6. Czigarew, Y. Dynamiczne oddziaływanie kola na glebe o właściwościach sprężysto-lepkich / Y. Czigarew, M. Romaniuk, R. Nowowiejski // Teoretyczne i aplikacyjne problemy inżynierii rolniczej w aspekcie przystosowania do programów badawczych w UE : VII Międzynarodowa Konferencja naukowa, Polanica Zdrój, 11-14 czerwca 2002 r. – Polanica Zdrój, 2002. – P. 85-88.

7. Chigarev, Ju. V. Obliczanie ugniatania gleby podczas obciążania agregatami maszyno-wymi / Ju. V. Chigarev, I. N. Shilo, N. N. Romanjuk // Problemy intensyfikacji produkcji zwierzecej z uwzględnienia ochrony środowiska i standardów UE : materiały na konferencje, Warszawa, 25-26 wrzesnia 2007r. – Warszawa, 2007. – P. 303-310.

8. Чигарев, Ю. В. Агротехническая повреждаемость почв при ударных нагрузках от эксплуатируемых сельскохозяйственных машин и орудий / Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк // Весці акадэм. аграр. навук Респ. Беларусь. – 1997. – № 3. – С. 68-70.

9. Колесо низкого давления и повышенного демпфирования: пат. 12456 С2 Респ. Беларусь, МПК В60С11/02 / И.Н.Шило, Ю.В.Чигарев, Н.Н.Романюк, К.В. Сашко, М.Г. Мелешко, А.Д. Кузнецов, И.Н. Усс, В.Г. Ермаленок, Н.Н. Стасюкевич // заяв. Белорус. гос. аграр. техн. ун-т.– № а 20070717; заявл. 12.06.07; опубл. 30.10.09 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – № 5. – С.70.

10. Колесный движитель : пат. 6150 U Респ. Беларусь, МПК В60В15/00 / И.Н. Шило, В.А. Агейчик, Н.Н. Романюк, А.В. Агейчик; заяв. Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № u20090797; заявл. 30.09.09; опубл. 30.04.10 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2010. – №2. – С. 184.