

ОТЧЕТ О НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЕ

1

Этап 2023 года: Обоснование параметров ямокопателя для твердых почв и направлений совершенствования конструктивных узлов специального гусеничного трактора тягового класса 2

по теме:

«Разработка перспективных машин и оборудования для повышения эффективности возделывания виноградников и сокращения технологического цикла достижения разливостойкости винодельческой продукции»

(промежуточный)

ГЗ FNZM-2022-0006

Ответственный исполнитель: с.н.с. Горобей В.П.

Исполнители: ведущий инженер Старчиков С.С.

инженер Москалевич В.Ю.

лаборант Лотуга Н.А.

ведущий агроном Швец В.А.

техник Сафонова В.А.



Всероссийский национальный научно-исследовательский институт виноградарства и виноделия
основан в 1828 г.
МАГАРАЧ РАН

Цель – обосновать конструктивные и технологические параметры ямобура для работы на плотных почвах при посадке многолетних насаждений и снижения энергоресурсоемкости бурения ям, определить параметры поперечной и продольной устойчивости трактора с модернизированной подвеской ходовой системы при помощи математического моделирования учитывая, что устойчивость является одним из основных показателей специального узкогабаритного гусеничного трактора, предназначенного для работы на склоновых опорных поверхностях сопровождающейся смещением центра тяжести, что влияет на производительность машинно-транспортных средств, в плане проработки перспективных технических решений.

Новизна исследований состоит в обосновании применения перспективных технических решений в специальном гусеничном тракторе для возделывания винограда и в определении расчетных параметров ямокопателя для твердых почв, за счет использования экономико-статистического метода и математического моделирования.

Программа исследований: обосновать конструктивные и технологические параметры режущего узла бура, установленного на виброподвеске для снижения энергоресурсоемкости подготовки ям на плотных почвах;

– выполнить математическое моделирование технологического процесса скалывания почвенных слоев лемехами бура в соответствии с его техническими показателями и физико-механическими характеристиками почв на основе разработки принципиальной схемы работы бура с вибрационным приводом;

– определить направления совершенствования ходовой системы базовых моделей специального гусеничного трактора и перспективные компоновочные узлы;

– обосновать модель определения устойчивости перспективного энергетического средства для совершенствования ходовой системы при работе в рядах виноградников, в том числе на склонах.

Для обоснования параметров рабочих органов ямокопателя взят ямобур поворотный виноградниковый, конструкция которого содержит балку, рамку, тягу и брус, образующие шарнирный четырехзвенный механизм, балка и рамка присоединены к системе навески энергетического средства. Конический редуктор со стальным корпусом присоединен к раме регулировочной тягой с компенсационной пружиной. К редуктору присоединен бур через вибрационный механизм с зубчатыми шайбами, закрепленными неподвижно на фланце с зубьями направленными вниз на нижней части корпуса редуктора и, соосно, ответной для зацепления зубчатой шайбы с зубьями, направленными вверх зафиксированной на шлицевой штанге. Математическое моделирование приведенного технологического процесса осуществляется на основе разработки принципиальной схемы работы бура с вибрационным приводом, с учетом конструктивных особенностей ямобура поворотного характеристики физико-механических свойств плотных почв принимались по справочным данным.

Один из важных эксплуатационных показателей проходимости трактора — устойчивость, которая характеризует его способность работать на продольных и поперечных уклонах без сползания и опрокидывания. Модернизация и компоновка узлов узкогабаритного гусеничного трактора класса 2 для работы, в том числе, на склонах и математическое моделирование его устойчивости осуществлялось на основе разработки принципиальной схемы к определению центра тяжести, с учетом конструктивных особенностей базового узкогабаритного трактора, снятого с производства. Использованы экономико-статистический метод, математическое моделирование параметров ходовой системы на современной элементной базе. Обработка расчетных параметров и их графическое исполнение осуществлять с использованием программного обеспечения MS Excel, MathCAD, Компас-3D.

ЯМОКОПАТЕЛЬ Структурно-функциональная схема бура ямокопателя на виброподвеске

4

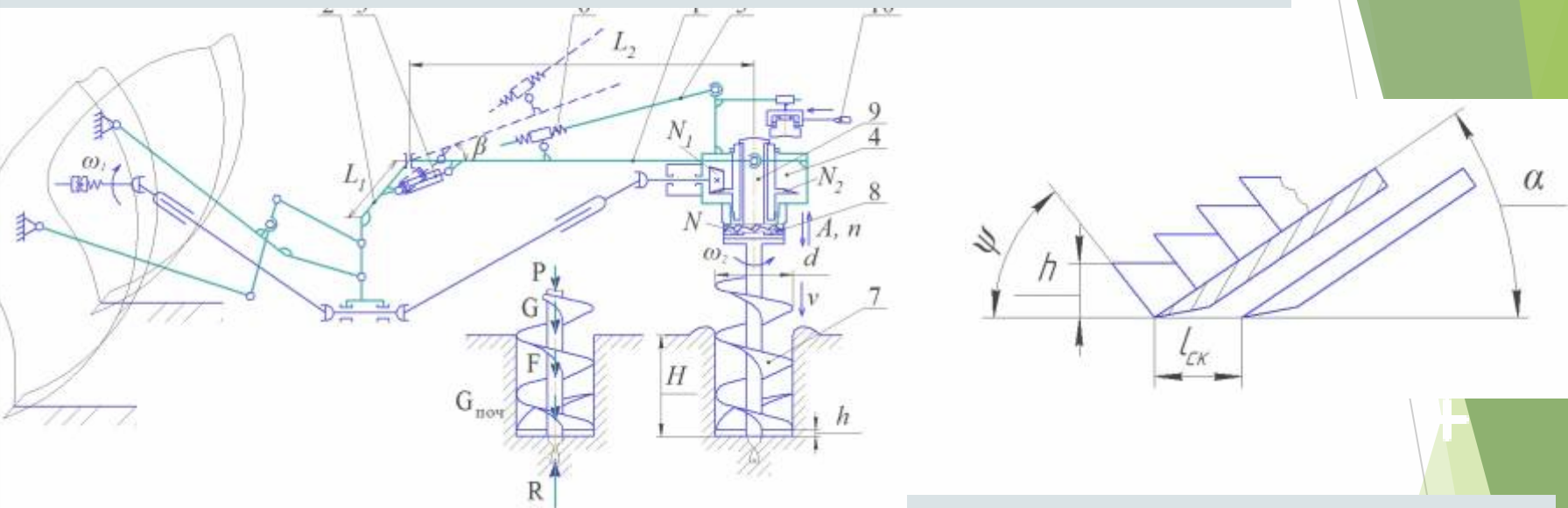


Фирмами «Ferguson», «Witlenburg», «Eberhardt», «Onvid Braun», «Standart steel works» (Германия), «Simac» (Италия), «Bounet» (Франция) выпускаются универсальные ямокопатели с винтовыми бурами.



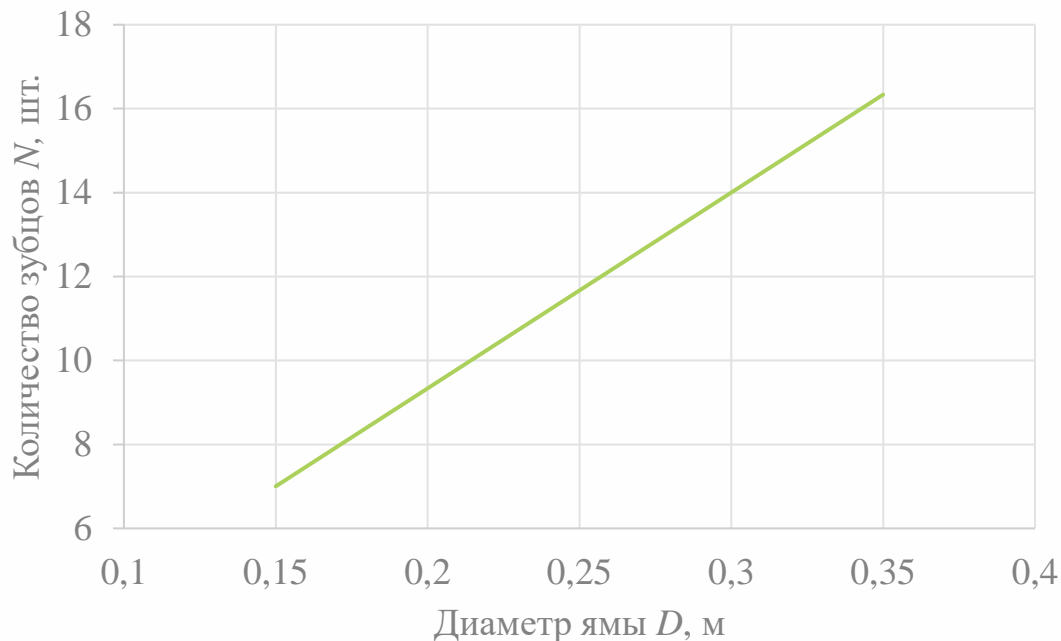
Обоснование параметров рабочих органов ямокопателя поворотного виноградникового для плотных почв

Вибрационное бурение позволяет мобильными средствами получить существенную экономию трудозатрат.



Схемы ямокопателя поворотного виноградникового для плотных почв: а – эквивалентная; б – резания почвы лемехами бура.

R – сопротивление заглублению бура в почву; G – сила тяжести; F – вертикальная проекция силы трения почвы о стенку ямы; $G_{\text{поч}}$ – сила тяжести почвы, находящейся на поверхности бура во время его работы; P – вибрационная сила; H – глубина ямы; d – диаметр бура; h – глубина врезания лемехов бура в почву за оборот, v – скорость заглубления бура; A, n – соответственно амплитуда и частота вибрации бура; N – количество зубцов на шайбах; N_1, N_2 – соответственно количество зубьев ведущей и ведомой шестерен конического редуктора бура; ω_1, ω_2 – соответственно угловая скорость вращения ВОМ трактора и вала бура; L_1, L_2, β – конструктивные параметры поворотной рамки бура.



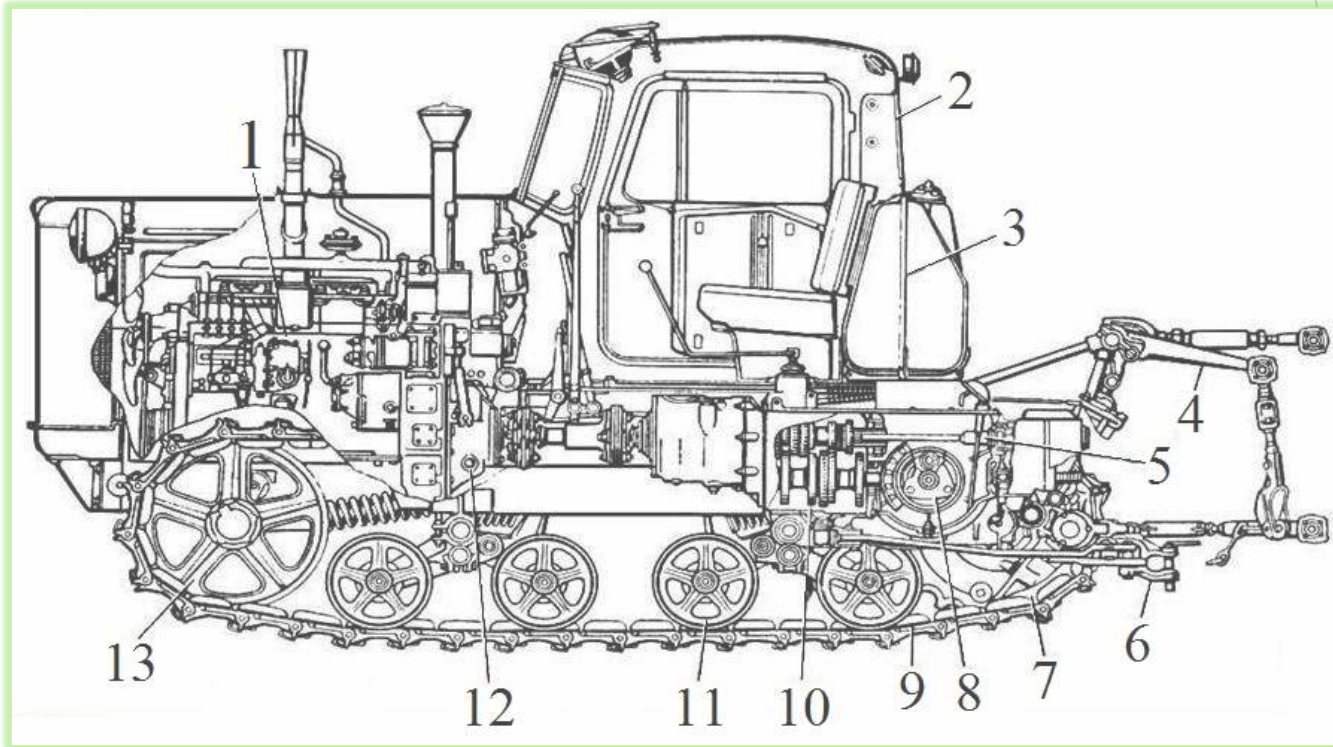
Получено выражение для обоснования количества N зубцов на шайбах, обеспечивающего необходимую частоту вибрации бура:

$$v_P = \omega_2 \frac{d}{2} \cdot \quad \Omega = \omega_2 \frac{d}{2} / l_{СК} \cdot \quad N = \frac{\pi d}{l_{СК}} \cdot$$

В выражение входит длина $l_{СК}$ скалывания почвы лемехами бура в зависимости от глубины h их врезания в почву, связывает количество N зубцов на шайбах вибропривода, обеспечивающее необходимую частоту вибрации, с конструктивными (диаметр d , угол крошения α) и кинематическими (подача S) параметрами бура.

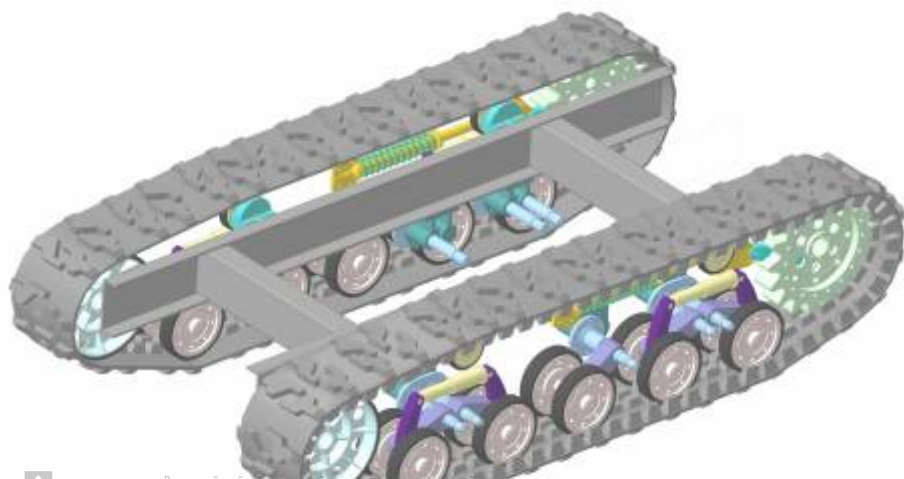
Установлено, что при увеличении диаметра бура от 0,15 м до 0,35 м количество зубьев на шайбах вибропривода бура, обеспечивающее необходимую частоту вибрации для скалывания почвенных слоев лемехами бура в соответствии с техническими показателями бура и физико-механическими характеристиками рассматриваемых плотных почв, увеличивается соответственно с 7 до 16 шт. В алгоритме расчета заданное конструктивное количество зубьев на ведущей шестерни $N_1 = 16$ и $N_2 = 47$ – соответственно ведомой шестерни конического редуктора бура, угловая скорость вращения ВОМ трактора $\omega_1 = 540 \text{ об} \cdot \text{мин}^{-1}$ и $\omega_2 = 184 \text{ об} \cdot \text{мин}^{-1}$ вала бура, соответственно. Указанные параметры обеспечивают соответствие частоты вибрации бура частоте скалывания почвы его лемехами для получения положительного эффекта от вибрации.

Основными агрегатами являются: двигатель, трансмиссия, ходовая система, муфта сцепления, приборы, электрооборудование, кабина, и оперение, органы управления и несущая система.



Продольный разрез гусеничного трактора : 1 – двигатель; 2 – кабина; 3 – топливный бак; 4 – рычаги навесного устройства; 5 – вал отбора мощности; 6 – прицепная скоба; 7 – ведущее колесо; 8 – центральная передача; 9 – гусеница; 10 – коробка передач; 11 – опорное колесо; 12 – муфта сцепления; 13 – направляющее колесо.

Ходовая система служит для поддержания остова трактора и обеспечения движения и состоит из движителя преобразующего крутящий момент от двигателя к ведущим колесам в касательную силу тяги и подвески для соединения остова трактора с осями опорных котков. Ходовые системы совершенствуют, чтобы снизить потери на качение и буксование движителей, уменьшить давление на почву и увеличить надежность. Конструкцию и механико-эксплуатационные свойства подвижных средств энергетики непрерывно совершенствуют для улучшения их технологических и экономических показателей.



Всероссийский национальный научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники и оборудования
"МАГАРАЧ" РАН

Компас-3d гусеничная ходовая



Прайд гусеничное шасси

Подвески гусеничных тракторов (жесткая и полужесткая)

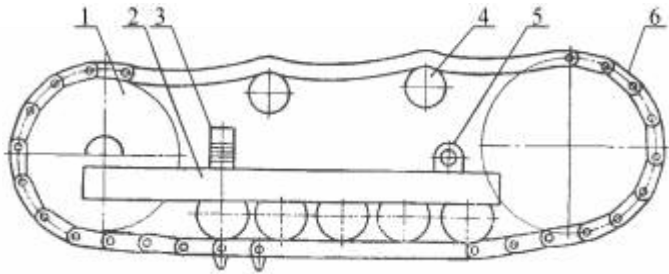


Схема ходовой части жесткой подвески :

1- направляющее колесо-ленивец, 2-тележка с опорными катками, 3- передняя опора, 4- поддерживающий коток, 5 – ось качания тележки, 6-ведущее колесо-звездочка

Гусеничный трактор общего назначения Т-402-01 с жесткой подвеской, предназначен для сельскохозяйственных, промышленных, транспортных и подсобных работ как тягово-энергетическая гусеничная база для навесного рабочего оборудования.

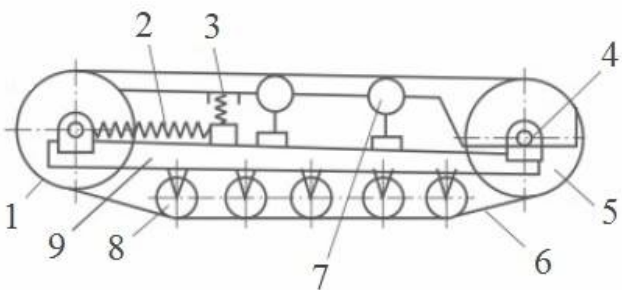


Схема ходовой части полужесткой подвески: 1-направляющее колесо, 2-пружина натяжного устройства, 3-рессорное устройство, 4-задний шарнир подвески, 5-ведущая звездочка, 6- гусеничная цепь, 7-поддерживающий коток, 8-опорный коток, 9-рама гусеничной тележки.



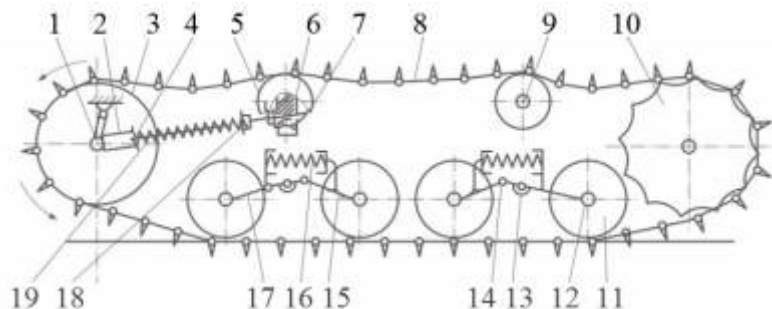


Схема ходовой части эластичной подвески: 1- коленчатая ось, 2- вилка, 3- направляющее колесо, 4-затяжной винт, 5- натяжная гайка, 6- шаровая опора, 7- кронштейн, 8- гусеничная цепь, 9- поддерживающий ролик, 10-ведущая звездочка, 11- опорный каток, 12-ось опорного катка, 13- шарнир балансирной каретки, 14- шарнир балансира, 14-15 – правый балансир, 16- пружина балансира, 17- левый балансир, 18- гайка пружины натяжного устройства, 19- амортизирующая пружина натяжного устройства.

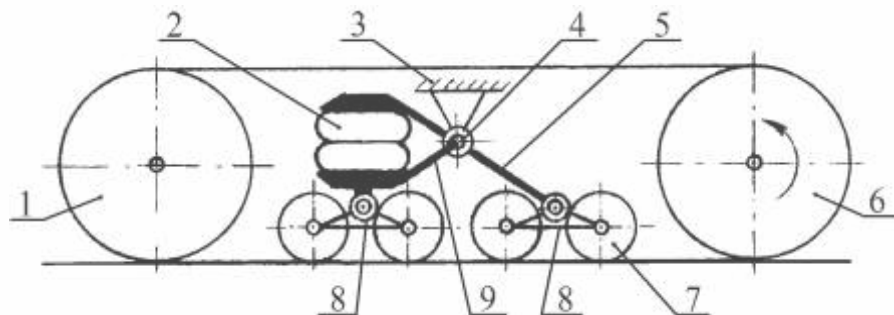


Схема ходовой части смешанной подвески: 1-направляющее колесо, 2- пневматическая рессора, 3- остов трактора, 4- цапфа, 5,8,9 - балансир, 6-ведущее колесо, 7- каток.



Смешанная подвеска является сочетанием полужесткой подвески остова трактора с индивидуальной подвеской катков тележки гусениц. В последнее время они появляются на промышленных тракторах, когда на тележках гусениц полужесткой подвески устанавливают индивидуально подрессоренные опорные катки. Такие подвески удачно сочетают преимущества обеих рассмотренных систем подрессоривания трактора. При этом оси качания тележек могут совпадать с осью ведущего колеса или располагаться впереди последних, а поперечные балансиры могут быть жесткими или с упругими элементами.

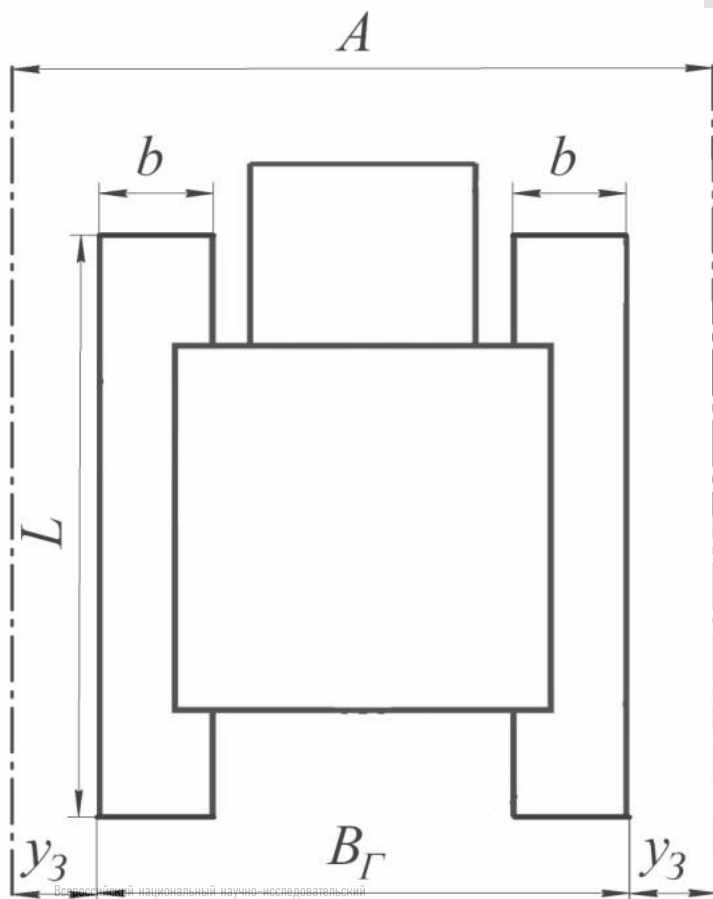
Преимущества резиноармированных гусениц (РАГ) следующие :

- высокая долговечность (до 6000 ч), что примерно в два раза больше по сравнению с металлическими;
- возможность выполнения трактором транспортных работ на асфальтовом и бетонном покрытиях без их разрушения;
- меньшее на 25–30 % уплотняющее воздействие на почву при одинаковой ширине с металлическими гусеницами;
- возможность установки РАГ на серийный гусеничный трактор без переделки конструкции двигателя;
- хорошая самоочищаемость от грязи при любой влажности грунта;
- форма грунтозацепов исключает сползание.

Минский тракторный завод производит гусеничные тракторы, кроме стальных, завод освоил производство резинометаллических гусениц. Трактора с современными резиновыми гусеницами могут проехать по любой грязи и болоту, отлично справляются с полевыми работами – культивацией, дискованием, выравниванием почвы и т. д. .

Волгоградский тракторный завод совместно с другими предприятиями, входящими в Концерн «Тракторные заводы», значительно модифицировал ДТ-75 и продолжил выпуск рестайлинговой версии под торговой маркой АГРОМАШ 90ТГ

New Holland уверенно работают на крутых склонах. Эксклюзивные резиновые гусеницы SmartTrax™ шириной 350 мм (ресурс превышает 3 000 часов) имеют прочную стальную несущую конструкцию с резиновой траковой лентой, усиленной спиральным кордом.



Ширина B_{Γ} по внешним кромкам гусениц:

$$B_{\Gamma} = A - 2y_3,$$

где y_3 – ширина защитной зоны, для виноградника $y_3 = 20\text{--}25$ см;
 A – ширина междурядья.

Ширину b звеньев гусениц находят по соотношению:

$$b = \frac{\gamma_{\Gamma}}{1 + \gamma_{\Gamma}} B_{\Gamma}$$

где γ_{Γ} – коэффициент, для узкогабаритных тракторов равный $0,2\text{--}0,24$.

Условие обеспечения поворотливости трактора:

$$L/B_{\Gamma} \leq 2.$$

Схема к обоснованию параметров движителей гусеничного трактора

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ СПЕЦИАЛЬНОГО УЗКОГАБАРИТНОГО ТРАКТОРА

Для определения центра тяжести за базу отсчета линейных размеров по оси X принимаем вертикальную плоскость, проходящую через ось задних ведущих колёс, а по оси Y – опорную поверхность

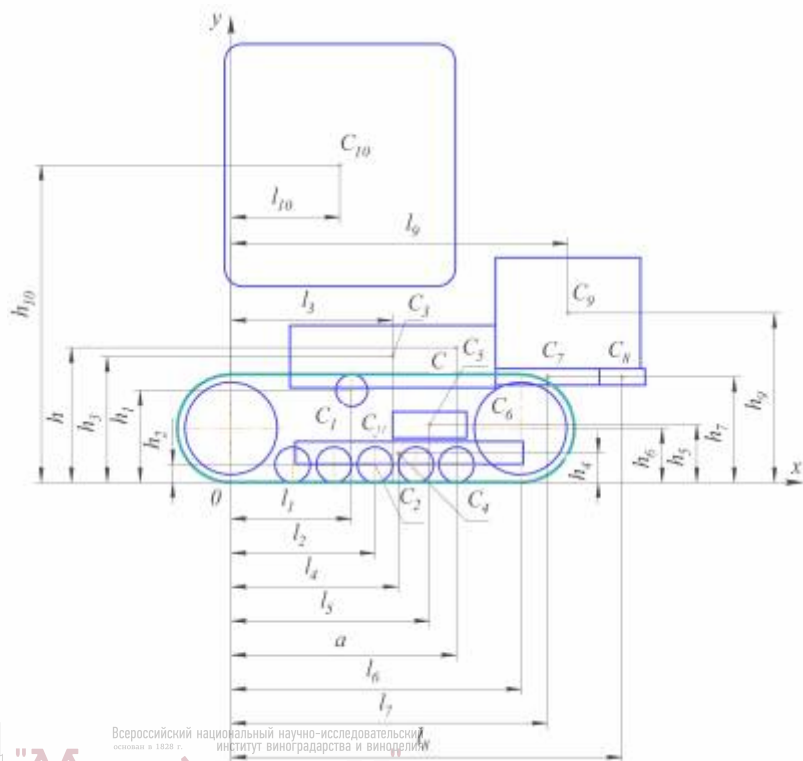


Схема к определению центра тяжести гусеничного трактора

Координату a центра тяжести по оси X определяем по следующей формуле:

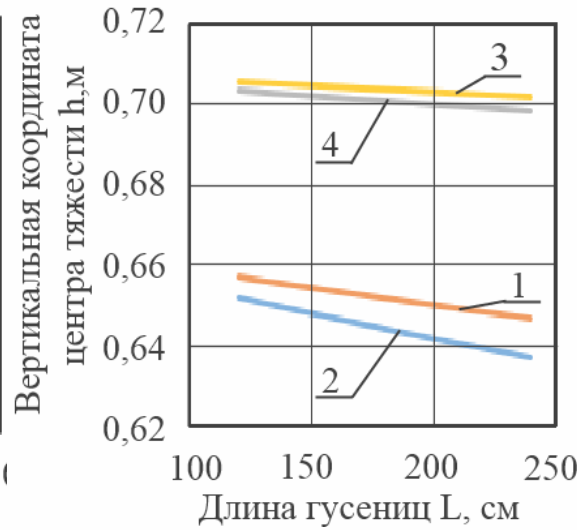
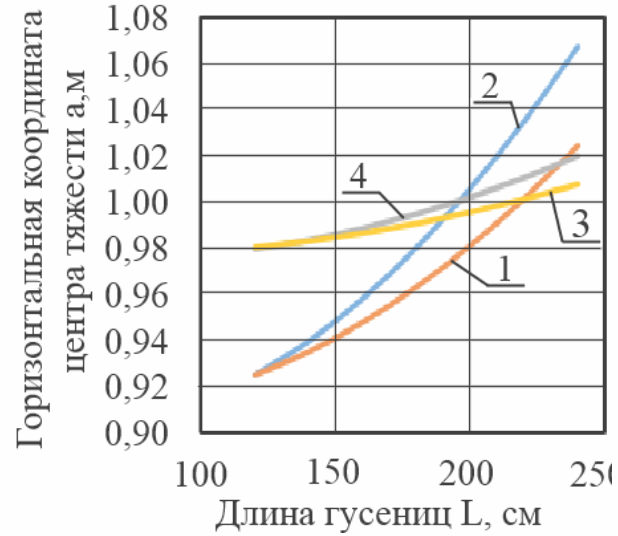
$$a = \frac{\sum m_i \cdot l_i}{m},$$

Координату h центра тяжести по оси Y определяем по аналогичной формуле:

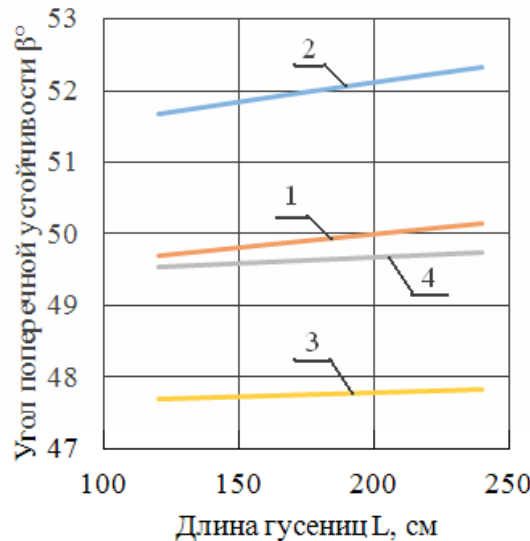
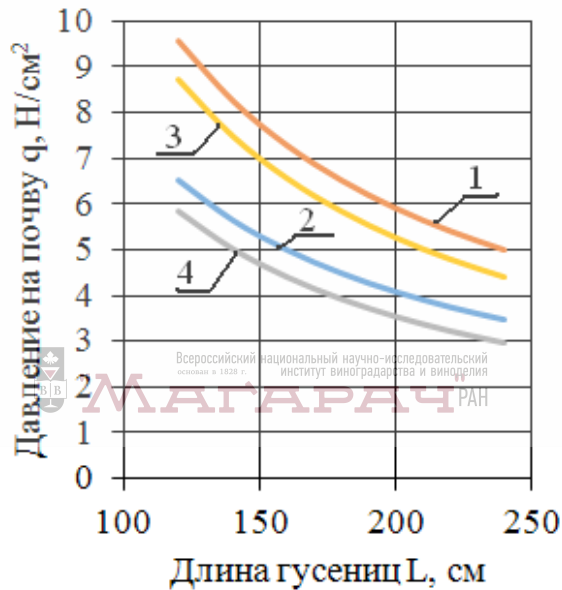
$$h = \frac{\sum m_i \cdot h_i}{m},$$

где $\sum m_i \cdot l_i$, $\sum m_i \cdot h_i$ суммы произведений от i -х масс трактора на соответствующие расстояния ($l_1 \dots l_{10}$) и ($h_1 \dots h_{10}$) от центров масс ($C_1 \dots C_{11}$) наиболее массивных узлов до вертикальной плоскости, проходящей через ось задних ведущих колёс и до опорной поверхности, кг·м;
 m – масса трактора, кг.

Графики зависимостей горизонтальной a и вертикальной h координат центра тяжести трактора, давления q движителей на почву и угла β поперечной устойчивости



Зависимости горизонтальной и вертикальной координат центра тяжести трактора от опорной длины гусениц различной ширины: металлической 1 – 200 мм; 2 – 300 мм и резиноармированной 3 – 200 мм; 4 – 300 мм



Зависимости давления на почву (a) и угла поперечной устойчивости (b) трактора от опорной длины гусениц различной ширины: металлической 1 – 200 мм; 2 – 300 мм и резиноармированной 3 – 200 мм; 4 – 300 мм

Анализ графических зависимостей показывает, что в случае использования РАГ, увеличение их длины в меньшей степени влияет на величину смещения горизонтальной координаты центра тяжести трактора по сравнению со стальными гусеницами, при этом угол β поперечной устойчивости трактора остается в допустимых пределах ($\beta > 37^\circ$).

Давление q движителей трактора на почву не превышает допустимых значений 4–5 Н/см² при значениях длины L более 130 см гусениц шириной $b=300$ мм и более 220 см шириной $b=200$ мм для резиново-армированных гусениц (РАГ), а для стальных гусениц – только при длине L более 200 см для ширины гусениц $b=300$ мм и более 240 см для ширины гусениц $b=200$ мм.

Отношения опорной длины L гусениц к ширине колеи B трактора в зависимости от величины опорной длины L гусениц удовлетворяет условию поворотливости трактора $L/B_T \leq 2$, которое обеспечивается с увеличением опорной длины L гусениц до 240 см.

Вибрационное бурение позволяет мобильными средствами получить существенную экономию трудозатрат (снижение энергозатрат до 30%). Ударно-вибрационное погружение в грунт бурового инструмента обеспечивает значительное повышение производительности.

Устойчивость гусеничного трактора на модернизированной ходовой системе имеет важное значение. Резинометаллические гусеницы решили многие проблемы стальных гусениц, помимо увеличения моторесурса в 2 раза. Решаются проблемы «лишней» массы и коррозионного фактора. Резиновые гусеницы, усиленные завулканизированными внутри ленты тонкими стальными тросами, не имеют шарниров, «шарнирная» проблема решается. На лёгких резиновых гусеницах машина становится манёвреннее, а нагрузка на катки механизма передвижения значительно снижается по сравнению с работой на стальных гусеницах. Трактор на резиновых гусеницах более эффективно работает на увлажнённых мелкоабразивных почвах, которые интенсивно изнашивают шарнирные соединения стальных гусениц.

Полученные результаты исследований ямокопателя и планируемое их развитие (конструктивно-технологических и кинематических параметров согласно структурно-функциональной схеме) являются составной частью совершенствования базовых, и разработки новых, машин сельскохозяйственного машиностроения для выкопки ям под посадку черенков винограда, ягодников, под шпалерные столбы, и также могут быть применены для посадки саженцев семечковых, косточковых и декоративных культур на твердых почвах.

Результаты математического моделирования положения горизонтальной и вертикальной координат центра тяжести, а также угла поперечной устойчивости и давления на почву движителей базовой модели специального узкогабаритного трактора и перспективного трактора на резиново-армированной гусенице с учетом принятых в производственной практике ее ширины и длины, показали, что по условиям обеспечения поворотливости трактора и величины допустимого давления движителей на почву в пределах $4\text{--}5 \text{ Н/см}^2$ при ширине гусениц 300 мм длина опорной части стальных гусениц должна находиться в пределах от 200 до 240 см, а резиново-армированных гусениц – в пределах от 130 до 240 см. При ширине гусениц 200 мм длина опорной части резиново-армированных гусениц должна находиться в пределах от 220 до 240 см. Стальные гусеницы шириной 200 мм не применимы, так как их длина, обеспечивающая давление на почву в пределах $4\text{--}5 \text{ Н/см}^2$, должна быть больше 240 см, а это нарушает условие обеспечения поворотливости трактора. Расчёты показали, что при указанных параметрах ходовой части обеспечивается как продольная, так и поперечная устойчивость перспективного гусеничного трактора.

***Спасибо за
внимание***



Всероссийский национальный научно-исследовательский
институт виноградарства и виноделия
основан в 1828 г.

"МАГАРАЧ" РАН