

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА БССР

Белорусское республиканское и областное правления
научно-технического общества сельского хозяйства
Всесоюзная ордена Ленина и ордена Трудового Красного
Знамени академия сельскохозяйственных наук им. В.И.Ленина
Западное отделение
Белорусский институт механизации сельского хозяйства

**ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ХОДОВЫХ СИСТЕМ
С ПОЧВО-ГРУНТАМИ**

ТЕЗИСЫ ДОКЛАДОВ НАУЧНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ
г.МИНСК, 6 - 9 ДЕКАБРЯ 1983 ГОДА

МИНСК - 1983

СОПРОТИВЛЕНИЕ ПОЧВЫ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ КОДОВЫХ
СИСТЕМ

В.В.Калчгин, А.Н.Орда (ЦНИИМЭСХ)

При исследовании процесса взаимодействия ходовых систем с почвой весьма важным является определение характера и вида зависимости между сопротивлением и осадкой почвы. Из исследований Г.И.Покровского, М.Н.Троицкой, Д.И.Золоторевской следует, что кривая, описывающая процесс вдавливания штампа в почву, имеет вогнутый и выпуклый участки и симметрична относительно точки перегиба.

Анализ процесса вдавливания деформатора показал, что симметричная кривая изучаемого явления может быть лишь в некоторых частных случаях. Рассмотрим общий случай деформирования бесконечного полупространства почвы.

Глубина проникновения деформаций возрастает с увеличением давления. Поэтому высота слоя почвы h_0 , участвующего в формировании осадки h , не является постоянной величиной.

Для слоя почвы ограниченной высоты, согласно исследований В.Г.Булычева, приращение деформации dh , происходящее от возрастания давления на величину $d\sigma$, обратно пропорционально величине давления

$$dh = \frac{d\sigma}{2\sigma}.$$

Для бесконечного полупространства почвы приращение осадки зависит также от высоты деформируемого слоя h_0 и возрастает с увеличением его, т.е.

$$dh = c_1 h_0 \frac{d\sigma}{2\sigma},$$

где c_1 - коэффициент пропорциональности.

Поскольку высота деформируемого слоя h_0 возрастает с уве-

личением осадки, то

$$dh = b_1 h \frac{dG}{G}, \quad (1)$$

где b_1 - коэффициент пропорциональности.

Дифференциальное уравнение (1) описывает процесс осадки почвы за счет уплотнения ее. Процесс осадки почвы за счет сдвига частиц описывается следующим уравнением (по Г.И.Покровскому):

$$dh = \frac{dG}{b_2 (P - G)}, \quad (2)$$

где b_2 - коэффициент пропорциональности;

P - предел несущей способности почвы, Па.

При вдавливании штампа в почву происходит одновременно упрочнение структуры почвы и ее разрушение. Исходя из (1) и (2), запишем дифференциальное уравнение осадки почвы с учетом происходящих процессов сжатия и сдвига:

$$b dh = h \frac{dG}{G(P - G)}, \quad (3)$$

где b - коэффициент пропорциональности.

Решив уравнение (3), получаем зависимость между сопротивлением и осадкой

$$G = \frac{P_0}{1 + \frac{1}{c h^b}}, \quad (4)$$

Анализ зависимости (4) показал, что она асимметрична относительно точки перегиба. Параметры c и b определяют абсциссу точки перегиба кривой. На ординату точки перегиба кроме c и b влияет предел несущей способности P .

Полученная зависимость (4) может быть использована при расчетах глубины следа, уплотнения почвы и сопротивления движению

колесных и гусеничных двигателей тракторов и сельскохозяйственных машин.

О ВЫБОРЕ КОНСТРУКТИВНО-КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ МНОГООСНОГО СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТЯГАЧА

В.В.Кацыгин, А.Я.Котлобай (ЦИИМЭСХ)

Одним из путей повышения тягово-сцепных качеств сельскохозяйственного тягача является увеличение числа ведущих осей. При обосновании конструктивно-компоновочной схемы сельскохозяйственного многоосного тягача следует исходить из условия обеспечения копирования микро рельефа опорной поверхности колесами тягача.

В качестве критерия оценки эффективности тягового средства при движении по неровной опорной поверхности, микропрофиль которой аппроксимирован синусоидой, принят КПД ходовой системы, осредненный по длине волны неровности

$$\bar{\eta}_{xc} = (1 - \bar{\delta}) \left(1 - \frac{\sum_{i=1}^N \bar{P}_{f_i}}{\sum_{i=1}^N P_{k_i}} \right).$$

где $\bar{\delta}$, \bar{P}_{k_i} , \bar{P}_{f_i} - осредненные по длине неровности буксование, касательная сила тяги и сила сопротивления качению колес i -й осм.

На основании анализа конструктивно-компоновочных схем транспортных средств высокой проходимости отечественного и зарубежного производства были рассмотрены следующие конструктивно-компоновочные схемы тяговых машин: трехосная - с поддресоренным средним мостом, с балансирной связью задних осей, шарнирно-сочлененная; четырехосная - с поддресоренной балансирной связью средних осей, с двумя поддресоренными средними мостами, с балансирными связями крайних осей, шарнирно-сочлененная.

Установлено, что КПД ходовой системы существенно зависит от конструктивно-компоновочной схемы и параметров микропрофиля опорной поверхности. Нормальные реакции грунта, действующие на колеса тяговых машин с подрессоренными опорами, перераспределяются в процессе движения по неровной опорной поверхности, в результате чего потери на самопередвижение растут, а КПД ходовой системы уменьшается пропорционально высоте неровности. Наиболее интенсивно КПД ходовой системы уменьшается у тяговых машин с подрессоренными средними мостами. Введение балансирующей связи средних мостов уменьшает интенсивность снижения КПД ходовой системы.

КПД ходовой системы тяговых машин с балансирующими связями крайних осей и шарнирно-сочлененных не изменяется при движении по неровной опорной поверхности, так как нормальные реакции грунта не перераспределяются.

Уменьшение высоты расположения шарнирного устройства шарнирно-сочлененных тяговых машин приводит к уменьшению перераспределения нормальных реакций грунта от действия тяговой нагрузки.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КОЛЕСА С ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНОЙ ПО ДЕФОРМИРУЮЩЕЙСЯ ПОЧВЕ

В.А.Скотняков, В.В.Смильский, Е.М.Галкин (БИМСХ)

Оптимизация условий взаимодействия пневматического колеса с почвой — одна из основных задач проектирования и эксплуатации о-х техники. Из-за сложности явлений, возникающих при взаимодействии указанных объектов, исследование процесса более удобно проводить на моделях. Моделирование позволяет из множества факторов, влияющих на процесс, выделить наиболее важные.

Существует много различных толкований сопротивления качению. Так, Кулон, Граввуанэ, В.П.Горячкин, В.В.Шульц, Герстнер, М.Н.Летошнев предполагают источником сопротивления качению жесткого колеса гистерезисные потери в материале основания.

Е.А.Чудаков, В.Н.Кнороз учитывают гистерезис в материале пневматической шины. Рейнгольдс, Н.Е.Жуковский, Н.И.Мерцалов, Р.В.Вырабов, А.Ю.Ишлинский считают причиной сопротивления качению проскальзывание между упругими поверхностями взаимодействующих тел. Дж.Томлинсон, Б.В.Дерягин, Я.С.Агеев одной из составляющих рассматривают электростатическое взаимодействие между колесом и поверхностью качения. К числу более поздних относятся модели, объясняющие потери на качение сжатием и разрыванием почвенных неровностей на трассе движения колеса (Ксенович И.П., Скотников В.А.), гидродинамическими потерями из-за наличия воды на поверхности пути (Н.М.Герсевацов, П.Л.Капица).

Д.В.Конвисаров впервые пришел к выводу, что трение качения следует рассматривать как суммарный результат совместного и одновременного действия вышеперечисленных факторов.

В настоящее время сопротивление качению связывается только с гистерезисными потерями в почве и пневмошине. Исследование гистерезисных свойств почвы основывается на вдавливаниях в нее жестких штампов. Полученные аналитические зависимости осадки штампа от прилегаемой нагрузки используются потом в теоретических расчетах сопротивления качению.

На наш взгляд существующая методика моделирования сопротивления качению колеса с пневматической шиной и, в частности, методика определения гистерезисных свойств почвы, на сегодняшний день не отвечает требованиям, предъявляемым к ходовым системам с-х машин и тракторов. Причиной этого является то, что распрост-

равенные характеристики механических свойств почвы -- несущая способность, коэффициент объемного смятия и др. зависят от размеров и формы штампов, режима нагрузки и потому константами почвы не являются. У катящегося колеса равнодействующая сил сопротивления качению направлена под углом к вертикали, и в этом случае имеет место горизонтальное прессование почвы, которое при определенном соотношении глубины колеи и диаметра колеса может достигать значительной величины. С увеличением нагрузки на шину, вследствие радиальной деформации, увеличивается площадь ее контакта, причем форма пятна изменяется, что не учитывается при вдавлении штампа. Существенные различия в деформировании почвы колесом и штампом вносит фактор скорости. При качении колеса скорость деформирования изменяется от максимума на входе в контакт до нуля в мгновенном центре вращения.

Учитывая сложность процесса взаимодействия пневматического колеса с почвой и обилие влияющих факторов, наиболее объективной моделью может быть колесо уменьшенных размеров, находящееся в отношении подобия к исследуемому.

КАЧЕНИЕ КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНОЙ ПО ГРУНТУ С УПРУГО-ВИЗКО-ПЛАСТИЧЕСКИМИ СВОЙСТВАМИ

В.А.Скотников, Ю.В.Чигарев (БИМСХ)

В работе строится математическая теория взаимодействия колесного движителя с пневматической шиной и грунта с упруго-вязко-пластическими свойствами.

Закон деформации пневматической шины примем в виде [1]

$$\sigma = E_{ш} \epsilon_{ш} \quad (1)$$

Здесь $E_{ш}$ - коэффициент деформации шины, σ - нормальные контактные напряжения, $\epsilon_{ш}$ - радиальная деформация шины.

Многие среды совмещают при деформации совместное проявление упругих, вязких и пластических свойств. Эксперименты показывают, что к таким средам относятся и грунт. Для описания поведения подобных сложных сред нужны соответствующие модели.

Пусть напряженное деформированное состояние в каждой точке грунта определяется моделью, схема которой приведена на рис. 1 [2]. Геологическое уравнение указанной модели можно представить в виде

$$\sigma^* = E_r \epsilon_r^*, \quad (2)$$

где

$$\sigma^* = \frac{1}{C} [(E_r + C)\sigma - V_k \mu \frac{d\sigma}{dx} - E_r k];$$

$$\epsilon_r^* = \epsilon_r - \frac{1}{C} V_k \mu \frac{d\epsilon_r}{dx}. \quad (3)$$

В уравнения (2), (3) входят следующие параметры: C - коэффициент упрочнения грунта, E_r - модуль Юнга, μ - коэффициент вязкости, k - коэффициент пластичности, V_k - скорость оси колеса, ϵ_r - нормальная относительная деформация грунта.

Соотношение (2) выражает линейный закон деформации сжатия грунта, в котором роль напряжений и деформаций играет соответственно σ^* и ϵ_r^* .

Следя Мухелишвили, определим контактные напряжения с помощью метода сопряжения. Опуская промежуточные выкладки, получим [3].

$$\sigma^*(z) = \frac{\sqrt{(z_0 - a_1)(a_2 - z_0)}}{N \pi z_{(12)}} \int_{a_1}^{a_2} \frac{z dz}{\sqrt{(z - a_1)(a_2 - z)}}, \quad (4)$$

где f - точка линии контактов, a, a_0 - проекция кривой контакта в зоне загрузки и разгрузки, N - определенная функция параметров шины и грунта.

Истинные напряжения на линии контакта получим подставив (4) в (3). После интегрирования имеем

$$\sigma = (1 - e^{-\frac{\sigma_0}{K}}) P_0, \quad (5)$$

где K, P_0 - коэффициенты, зависящие от параметров грунта, причем P_0 - предел несущей способности.

Момент сопротивления качению колесного движителя будет иметь вид

$$M_f = \frac{1}{2} \lambda B P_0 (a_1^2 + a_2^2) (1 - e^{-\frac{\sigma_0}{K}}). \quad (6)$$

Здесь λ - коэффициент увеличения ширины колеи за счет боковой деформации шины, B - ширина профиля шины.

Из формулы (6) следует, что момент сопротивления качению зависит от свойств грунта и шины.

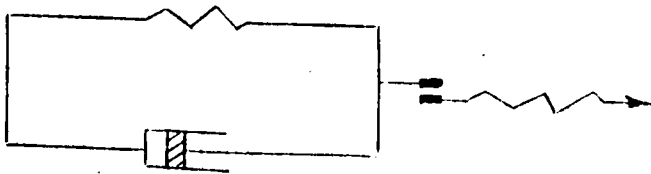


Рис. I

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ВОЗДЕЙСТВИЯ ХОДОВЫХ АППАРАТОВ
САМОХОДНЫХ КОРМОУБОРОЧНЫХ МАШИН НА ИЗМЕНЕНИЕ СВЯЗНОСТИ
И ПОВРЕЖДАЕМОСТИ ДЕРНОВОГО ПОКРОВА ТРАВ

В.А.Скотников, А.Д.Чечеткин, В.Н.Кондратьев (БИМСХ)

Одним из основных требований, предъявляемых к самоходным кормоуборочным машинам, является минимальная травмируемость растений и нарушение природной связности дернины. В большей степени актуален этот вопрос для почв с низкой несущей способностью, например, торфяно-болотных. Повышение опорной и агротехнической проходимости СКК в этих условиях существенно зависит от опорных и тягово-сцепных свойств при наименьшей повреждаемости дернового покрова. Решение этого вопроса связано прежде всего с обоснованием и выбором типа ходового аппарата, расположением центра давления, массы машины. Важную роль в этом вопросе имеет прочность как почвы, так и дернового покрова, которая характеризуется сопротивлением разрыву или срезу по периметру деформатора или движителя.

Деформируемость и несущая способность торфяной залежи изучена в большей степени без учета влияния на эти свойства прочности дернового покрова. Совокупное влияние физико-механических свойств как скелета почвы так и дернины на глубину следа и разрушение дернины практически не изучено.

Для определения изменения связности дернового покрова в следах после прохода машины и природной прочности вне следа изготовлен прибор, который состоит из: опорной плиты, подвижных и неподвижных кареток, зажимных крышек, устройства для перемещения кареток и регулирующего прибора для определения усилия разрыва.

Образец дернины помещается между откидными крышками, снаб-

тяжными шипами, вредотворяющими ее выскользывание и зажимаемыми с помощью стяжек.

При создании давления в гидросилиндре, шток последнего перемещает толкатели вместе с тележкой, а на ленте осциллографа в соответствующем масштабе записывается усилие разрыва дернины, по координатной линейке фиксируются удлинение образца.

Кроме того, при испытании образца на разрыв учитывалось влияние основных факторов на деформацию дернины, а именно, количество поврежденных растений и корней на единицу площади, влажность и состав травостоя, расположение корней.

Разработанная методика исследования влияния колесных и гусеничных ходовых систем на связность дернины в условиях торфяно-болотных почв БССР позволяет определить влияние конструктивных параметров машины и двигателя, эксплуатационных факторов и физико-механических свойств почвы на прочность дернового покрова. При этом связность дернины оценивалась следующими показателями: коэффициентом задернения, максимальным напряжением, удельной работой, усилием для разрыва образца дернины.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ КОЛЕБАНИИ КОЛЕСА НА ДЕФОРМИРУЕМОМ ГРУНТЕ

Ю.В. Чигарев (БИМСХ)

Рассматривается режим оводного колеса, к оси которого приложена вертикальная сила $P e^{i\omega t}$. Под действием заданной силы колесо совершает вертикальные колебания относительно положения статического равновесия. Предполагаем, что отрыв колеса от деформируемого полупространства не имеет места, а силы трения в зоне контакта отсутствуют.

На границе тел имеем

- 1) $\bar{\sigma}(d, 0, t) = 0$, если $|a| < d < \infty$;
 2) $\bar{\varepsilon}(d, 0, t) = \beta e^{i\omega t}$, если $0 \leq d < a$;
 3) $\bar{\tau}_{xy}(d, 0, t) = 0$, если $0 \leq d = \infty$.

Вертикальные перемещения выразим через гармонические функции φ_1 и φ_2

$$\varepsilon = \varphi_1 + z \frac{d\varphi_2}{dz} ; \quad \varphi_2 = -\frac{1}{2(1-\nu)} \varphi_1,$$

где φ_1 определяется так :

$$\varphi_1 = \int_0^a D(\lambda) J_0(d, \lambda) e^{-\lambda z} d\lambda,$$

где $J_0(d, \lambda)$ - бesselев функция первого рода, $D(\lambda)$ и λ - произвольные коэффициенты, определяемые из граничных условий.

Связь между напряжениями и перемещениями представим в виде

$$\bar{\sigma} = \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial z} + \frac{\nu}{1-2\nu} \theta \right),$$

θ - коэффициент объемной деформации.

После некоторых преобразований, а также в соответствии с теоремой обращения для преобразования Хэнкеля, получим выражение для определения контактных напряжений

$$\bar{\sigma} = e^{i\omega t} \int_0^a \bar{\gamma} \bar{\gamma}_0(d, \bar{\gamma}) \kappa(\bar{\gamma}) d\bar{\gamma} ;$$

$\bar{\gamma}$ - координата точки контакта,

κ - известная функция.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ С ГРУНТОМ ВЕДУЩИХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ ПРИ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОМ ПРОХОДЕ ПО ОДНОМУ СЛЕДУ

Я.С.Агейкин (завод ВТУЗ при ЗИЛе)

При расчете тягово-скоростных возможностей автомобиля (трактора) на грунтовых поверхностях до настоящего времени делается очень много грубых упрощений, которые существенно снижают точность и достоверность результатов расчета. Допущения вынуждены делать из-за недостаточного исследования целого ряда вопросов взаимодействия колес с грунтом. К таким вопросам прежде всего относятся: влияние режима нагружения на несущую способность (прочность) грунта, изменение механических свойств грунта, в результате прохода по нему колес; статистические характеристики неоднородности грунта и влияния неоднородности на показатели взаимодействия колес с грунтом.

На кафедре "Автомобили и двигатели" завода ВТУЗа при ЗИЛе ведутся исследования по указанным вопросам с целью разработки методов расчета проходимости автомобилей, базирующихся на использовании независимых параметров грунта.

При воздействии ведущего колеса на грунт, поведение последнего существенно изменяется в зависимости от величины силы тяги. При относительно больших значениях силы тяги, направление суммарного вектора нагрузки значительно отклоняется от нормали к поверхности грунта, в результате чего снижается сопротивление грунта движению, увеличивается глубина колеи, повышается сопротивление грунта качению колеса, снижается максимально-возможная сила тяги по сцеплению.

В докладе приводятся экспериментальные и аналитические зависимости, характеризующие влияние угла наклона вектора нагрузки

на глубину колеи, сопротивление качению и сцепление колеса с грунтом.

В результате качения колеса по грунту механические свойства грунта изменятся различно, в зависимости от характера деформации грунта. К настоящему времени выкоплено много данных по изменению глубины колеи при последовательном проходе колес по одному следу. Однако эти данные трудно использовать в расчетах, базирующихся на использовании независимых параметров грунта, а также во всех случаях расчетов, когда нагрузки на колеса существенно различны. В докладе излагается подход к решению этого вопроса.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ И РАЗМЕРНОСТЕЙ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ЖЕСТКОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН

В.В.Смильский (ЛИИСУ)

Известно, что существует определенная зависимость между радиальной деформацией и величиной энергии, затрачиваемой на деформацию шины, а способность шины поглощать энергию из-за недостаточной упругости остается при качении по почве такой же, что и при качении по твердой поверхности. Следовательно, энергия деформирования шины с достаточной точностью может быть оценена по изменению ее радиальной деформации. Аналитическому расчету этой величины уделили внимание много исследователей, однако имеющиеся для этой цели формулы не раскрывают в полной мере ее зависимость от геометрических характеристик шины, поэтому приходится прибегать к эксперименту. Величина радиальной деформации является функцией ряда параметров:

$$h = f(D, H, B, C, n, l, G, \beta_k, Q, P_{\text{в}})$$

Аналитическое выражение вида этой зависимости невозможно, а экспериментальное чрезвычайно трудоемко и связано с изготовлением шин с изменяющимися параметрами, подлежащими изучению.

Теория подобия и размерностей позволяет образовать из этих величин комплексы и тем самым упростить эксперимент. Кроме этого, имеется возможность распространения результатов опыта с единичной шиной на подобные ей. При моделировании одна шина (модель) копируется на стенде и результаты опытов пересчитываются на интересующие исследователя шины, находящиеся в отношении подобия с моделью. Для этого составляются критерии подобия, которые должны быть равны для модели и натуры.

Исследование на моделях шин сельскохозяйственного назначения связано с трудностями следующего характера:

- известны не все параметры, определяющие процесс деформирования;
- среди определяющих параметров есть значительно влияющие и такие, которые можно не учитывать;
- практически невозможно подобрать параметры модели и натурны так, чтобы их определяющие критерии были равны;
- при наличии переменных параметров и анизотропии невозможно удовлетворить дополнительным условиям подобия.

В этом случае приходится использовать известные параметры, пренебрегать необходимостью равенства некоторых критериев, пользоваться усредненными значениями переменных величин. При этом имеет место приближенное подобие между моделью и натурой и степень приближения в каждом случае различная, что приводит к необходимости определения точности моделирования. Насколько правильно будут воспроизведены критерии подобия в модели, настолько математически точно будут воспроизведены уравнения процессов.

При оценке точности моделирования следует различать точность получаемых результатов и точность воспроизведения критериев подобия. Ошибки, получаемые из-за неоднозначности результатов и неточности воспроизведения критериев, именуется случайной и систематической соответственно.

При оценке точности воспроизведения критериев подобия следует учитывать степень влияния их отклонения на изучаемый процесс. О возможной погрешности моделирования судят по результатам исследования. Для этого используются уравнения процесса.

ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ НАПРЯЖЕНИЯМИ И ДЕФОРМАЦИЕЙ ПЕРЕУВЛАЖНЕННОЙ ПОЧВЫ

А.В.Климанов (Куйбышевский СХИ)

При движении машины по рыхлой поверхности происходит вертикальное смятие почвы и сдвиги ее в разных направлениях, что сопровождается возникновением в почве нормальных и касательных напряжений. От способности почвы выдерживать такие напряжения зависит глубина колеи, образуемая двигателем, сопротивление перекатыванию и сила сцепления последнего с почвой. Поэтому зависимости между сопротивлением почвы смятию и ее осадкой под действием нагрузки, сопротивлением почвы сдвигу и величиной сдвига являются основными при расчетах параметров взаимодействия движителей с почвой.

Исследованию этих зависимостей для различных почв посвящено большое число работ, однако этот сложный вопрос полностью еще не решен, так как известные зависимости не описывают всех случаев деформации почвы.

При вдавливании штампов и воздействии движителей на пере-

увлажненную почву, имеющую плотный подстилающий слой, наблюдаются три стадии ее напряженного состояния: уплотнение и сдвиг, сдвиг, влияние подстилающего слоя на сопротивление деформации почвы.

Проведенные нами исследования показали, что наиболее важными параметрами, влияющими на сопротивление переувлажненной почвы вертикальным деформациям, являются размеры деформатора и толщина деформируемого слоя почвы.

Анализ процесса деформации переувлажненных почв позволяет сделать заключение, что с возрастанием нагрузки способность деформируемого слоя почвы сопротивляться быстро снижается и при определенной деформации сопротивление почвы практически не изменяется. В этом случае кривая зависимости деформации почвы от нагрузки асимптотически приближается к прямой, параллельной оси абсцисс. Ордината этой линии соответствует несущей способности почвы. В дальнейшем, по мере приближения деформатора к подстилающему слою, сопротивление почвы возрастает.

Для переувлажненных почв первые две стадии напряженного состояния почвы по кривой вдавливания выражаются следующей математической зависимостью:

$$P' = P_s (1 - e^{-kh}),$$

где P' - текущее значение сопротивления почвы внешней нагрузке;
 P_s - несущая способность деформируемого слоя почвы;
 k - коэффициент пропорциональности;
 h - деформация почвы.

Математическое выражение, связывающее сопротивление почвы деформации с величиной деформации при нахождении почвы в трех стадиях напряженного состояния (с учетом влияния плотного подстилающего слоя), установлено нами, исходя из следующих предпосылок.

При воздействии деформатора на переувлажненную почву, вместе с уплотнением частиц почвы, в большей степени происходит их сдвиг. Деформатор испытывает увеличение сопротивления почвы только при приближении к подстилающему слою. Это происходит потому, что при повышении влажности почвы заметно уменьшаются значения коэффициента внутреннего трения и сцепления, а это приводит к снижению сопротивления почвы сдвигам. Кроме того, увеличивается коэффициент бокового давления, то есть при постоянном вертикальном давлении повышается горизонтальное давление на почву, создаваемое деформатором.

Таким образом, полное уравнение, описывающее кривую вдавливания штампа в переувлажненную почву, представляет собой следующее выражение:

$$P = P_0 (1 - e^{-Ah}) + P_{sn} e^{-A(H-h)}$$

где P_{sn} - несущая способность подстилающего слоя;

A - коэффициент пропорциональности;

H - толщина пахотного слоя почвы.

Теоретические расчеты по этой формуле дают приемлемую сходимость с экспериментальными исследованиями. Используя данное выражение, можно определить глубину колеи, оставляемую двигателем на деформируемой поверхности, и сопротивление перекачиванию машины.

ИНФОРМАЦИОННЫЕ МОДЕЛИ МЕХАНИКО-БИОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ И ОЦЕНКА СТЕПЕНИ УПЛОТНЕНИЯ ПОЧВ

Э.Ю.Нугис (Эстонский НИИ земледелия и мелиорации)

Отличительной особенностью механико-биологических (МХ-БЛ) комплексов является разнокачественность их взаимодействующих

отструктурных элементов, которыми являются: мобильное техническое средство (МБТС) – источник воздействия информации, почво-(П) – приемник-передатчик этого воздействия и растение (Р) – приемник данного механического воздействия, является заключительным звеном данной структурной цепи. В зависимости от качества реализации механического воздействия система МБТС-П-Р может быть по своему характеру подразделена на нижеследующие воздействия: почвоулучшающие (ПУ), почвоопадающие (ПО), так называемые агрофильные и почвоухудшающие (ПУ). Если ходовые системы ХС МБТС переуплотняют почву, то имеем налицо фактор ПУ воздействия, при образовании плотности почвы в пределах допустимого (урожайность не снижается) – имеем фактор ПО воздействия.

Для того, чтобы оценить тот или иной характер механического воздействия данного МХ-БД комплекса, удобно рассматривать его с точки зрения теории информации. В силу того, что в результате упомянутого воздействия в почвенных слоях остается уплотненная подошва (сообщение), которая хранится и отрицательно действует (передает информацию) на конечное звено Р, имеем рецепторную систему, энтропия которой при возрастании уплотняющего воздействия возрастает, а остаточная неопределенность (количество переданной информации) уменьшается. При уплотнении почвы энтропия данной рецепторной системы рассчитывается по формуле

$$H_{ai} = \frac{1}{1,44} \ln \sqrt{N \cdot 2\pi \cdot e} \frac{A_i^2}{1 - K_{ri}^2}, \text{ бит}, \quad (1)$$

где N – объем выборки при определении урожайности; K_{ri} – выход урожая, в отн.ед.; $1/1,44 = 0,694$ – коэффициент перевода "нат" в биты; A_i – коэффициент, характеризующий степень уплотненности почвы, определяется из соотношения $A = (\epsilon_0 - \epsilon_i) / (\epsilon_0 - \epsilon_{min})$. (2)

$\varepsilon_0, \varepsilon_i$ и ε_{min} - соответственно коэффициенты пористости при оптимальной, текущем (после уплотнения) и максимальном (предельно-допустимом) значениях плотности почвы.

Если воспользоваться уравнением кривой сжимаемости вида

$$\varepsilon_i = \varepsilon_{min} + e^{-K_3 G_i} (\varepsilon_0 - \varepsilon_{min})$$

и решить данное уравнение и выражение (2) относительно коэффициента A , то получим после подстановки в формулу (1) выражение для энтропии состояния данной системы

$$H_{ai} = 0,694 \ln \sqrt{N \cdot 2\pi} e^{-\frac{(\varepsilon_i \cdot e^{-K_3 G_i})^2}{1 - K_3^2}}, \text{ бит} \quad (3)$$

где $\varepsilon_i = (\varepsilon_0 - \varepsilon_i) / (\varepsilon_i - \varepsilon_{min})$. Переход от сжимающих напряжений G_i , полученных по компрессионной кривой, к истинным эффективным, измеренным в полевых условиях, осуществляется по методике, разработанной проф. В.А.Скотниковым; K_3 - постоянная, имеющая размерность 1/кПа.

Исходя из предельно возможного состояния системы (бесконечное число проходов, предельная плотность сложения почвы, при этом, $\varepsilon_n = 0,51$, с учетом условия $G_i = G_n \rightarrow G_k$ контактного, а также при условии, что $K_{in} = 0,1$) и условия ее мультистационарности, можно рассчитать по формуле (3) информационную емкость $H_{ai}(np)$ данной системы (для условий Эст.ССР $H_{ai}(np) = 15 \dots 20$ бит) и остаточную неопределенность, исходя из начальной ситуации (до уплотнения), по формуле

$$J_i = 0,694 \ln \frac{(\varepsilon_n \cdot e^{-K_3 G_n})^2 (1 - K_{in}^2)}{(1 - K_{in}^2) \cdot (\varepsilon_i \cdot e^{-K_3 G_i})^2}, \text{ бит} \quad (4)$$

ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ПОЧВУ ХОДОВОГО АППАРАТА ТРАКТОРА МТЗ-142 С ПЕРЕДНЕЙ НАВЕСКОЙ ПРИ МАНЕВРИРОВАНИИ

А.М.Кононов, Е.Л.Воробьев, М.К.Саскевич (БСХА)

По данным ряда исследований скольжение и буксование колес трактора вызывают значительные изменения агробиологического состояния почвы. Нарушается ее структура в следах колес трактора, ухудшается воздушный и водный режим, что в конечном итоге приводит к существенному снижению урожайности сельскохозяйственных культур.

Применение агрегатов с использованием передней навески машин на базе трактора МТЗ-142 меняет характер их взаимодействия, особенно при маневрировании. Прежде всего это сказывается на величине скольжения и буксования колес трактора. Как показали результаты исследований, угол скольжения управляемых колес увеличивается пропорционально углу их поворота и достигает 40...70% от величины последнего. При углах же поворота управляемых колес трактора больше 25° их скольжение достигает 90%. Скольжение управляемых колес трактора уменьшается с увеличением нагрузки на его переднюю ось. Так, при увеличении нагрузки на переднюю ось трактора с 17 кН до 21,5 кН, за счет изменения настройки навески, скольжение колес уменьшилось на 20%.

На величину скольжения колес трактора оказывает влияние и взаимное положение нижних тяг навески. Меньшая величина скольжения имеет место при сходящихся в направлении движения нижних тягах. Скольжение управляемых колес трактора при работе с культиватором, оборудованным пружинными рабочими органами, меньше на 25% в сравнении с плоскорезными стрельчатыми рабочими органами.

Наряду со скольжением колес трактора при маневрировании агрегата, с изменением режима работы и настройки навески, заметно меняется и их буксование. Величина буксования колес достигает 20% и зависит прежде всего от угла поворота управляемых колес трактора, а также типа рабочих органов машины. С увеличением угла поворота управляемых колес буксование увеличивается. Интенсивность его возрастания составляет около 2% на 5° угла поворота. При маневрировании агрегатов с пружинными рабочими органами буксование колес меньше на 5% по сравнению с агрегатами, оборудованными плоскорежущими стрелчатými рабочими органами. Это объясняется повышенным боковым сопротивлением последних.

Приведенные выше результаты показывают, что отклонение управляемых колес трактора при маневрировании больше 25° нецелесообразно. Лучшие результаты имеют место при сходящихся в направлении движения нижних тягах.

ВЛИЯНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ПОЧВУ И НЕКОТОРЫЕ СПОСОБЫ УМЕНЬШЕНИЯ НЕБЛАГОПРИЯТНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

С.И.Скребялисс, В.А.Канюпа (ЛитНИИМЭСХ)

Почвы в Литовской республике очень разнообразны. Наибольшее распространение имеют дерново-подзолистые почвы, занимающие 45,3% территории. Подзолисто-болотные почвы составляют 18,4%, дерново-карбонатные 7,8%, дерново-глееватые и глеевые 17,6%, болотные 5,3%, подзолисто-боровые 4,2% и пойменные почвы 14%. В республике в среднем класс длины гома 400-600 м. Полевые работы продолжаютя от 15-30 апреля до 25-30 октября. Среднее удельное сопротивление почв $0,5 \text{ кг/см}^2$.

Состав и структура машинно-тракторного парка в колхозах и совхозах республики постепенно изменяется. В хозяйствах поступают новые энергонасыщенные тракторы. Процент гусеничных тракторов в тракторном парке республики уменьшается, увеличивается количество колесных энергонасыщенных тракторов.

Современные технологии возделывания сельскохозяйственных культур предусматривают большое число проходов тяжелых тракторов и другой сельскохозяйственной техники. Площадь уплотнения поверхности почвы значительна.

С целью изучения влияния движителей тракторов на уплотнение почвы и выявления путей уменьшения их негативного воздействия нами проведены полевые исследования и аналитические расчеты данного процесса. На базе разбрасывателя минеральных удобрений ИРМГ-4 разработан пневмогусеничный движитель (макет), при помощи которого испытываются воздействия на почву при изменяющейся массе и влажности.

Установлено, что наиболее почву уплотняют колесные тракторы, особенно энергонасыщенные. В первую очередь страдают поворотные полосы. Это характерно при работе тракторов на глинистых почвах и почвах повышенной влажности, где плотность почвы в верхних и в более глубоких слоях выравнивается и превышает $1,6 \text{ г/см}^3$. На таких почвах сеялки не в состоянии заделывать семена на нужную глубину. Основная масса семян заделывается только на глубину 0-10 мм. Уплотненную почву дополнительно обрабатывают боронами БП-8 или БЗСТ-1, семена заделывают на глубину 10-20 мм.

На уплотненной почвеходы семян более редкие, тем самым уменьшается и урожайность зерновых. Например, в 1980 г. после подготовки почвы к севу при однократном уплотнении ее трактором Т-150К методом сплошного укатывания, урожай уменьшился на 12%, а при двухкратном уплотнении - на 40%.

В связи с тем, что при возделывании сельскохозяйственных культур интенсивно уплотняемая площадь поля во многом зависит от кинематических параметров агрегатов, способа движения, вида поворотов и длины гона, нами проведены соответствующие расчеты лыхотных, культиваторных и посевных агрегатов. Результаты расчета показали, что культиваторные агрегаты, оставленные с трактором К-700, не могут быть меньшей ширины, чем 12 м, а с трактором Т-150К - 8 м. В последнем случае уплотняемая площадь поля будет больше, чем другими культиваторными агрегатами. Посевные агрегаты, исходя из интенсивно уплотняемой площади поля, рационально составлять с гусеничными тракторами или тракторами типа МТЗ, максимально используя их потенциальные возможности. Во всех случаях нерационально применять боковой грушевидный поворот. Уплотняемая площадь при этом увеличивается на 10-15%.

Положительные результаты предварительных опытов, проведенных с экспериментальными пневмогусеничными двигателями на базе разбрасывателей минеральных удобрений ИРМГ-4, свидетельствуют о целесообразности продолжения работы в этом направлении.

Из проведенной работы следует:

1. Подготовку почвы к севу на больших полях целесообразно проводить агрегатами с энергонасыщенными тракторами, а сев - менее мощными, максимально используя силу тяги.

2. Минимальной уплотняемой площади поля можно достичь, согласовав кинематические параметры агрегата с классом длины гона, способом движения и поворота, а также обрабатываемой площадью.

ПУТИ СНИЖЕНИЯ ОТРИЦАТЕЛЬНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПЛОДОРОДИЕ ПОЧВ МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ

Г.И.Гедроитъ, А.Н.Вичик (БИМСХ)

Одним из путей повышения производительности машин для внесения органических удобрений является увеличение их грузоподъемности, которая достигла 16 т у серийных машин и 23 т у опытных образцов. В системе машин для комплексной механизации сельскохозяйственного производства на 1981-1990 гг. предусмотрено создание машин еще большей грузоподъемности (порядка 30 т).

Органика в условиях БССР вносится в основном под пропашные культуры ранней весной на полях, где была проведена зяблевая вспашка. Для этого периода характерна повышенная влажность почвы, что способствует ее уплотнению, особенно на глинистых и суглинистых почвах, которые составляют в БССР около 40% всей пашни.

Следствием этого является снижение урожайности сельскохозяйственных культур и повышение сопротивления почвы последующей обработке. Работа машин в таких условиях связана также со значительными энергетическими затратами на их передвижение по полю. Так, по данным Центральной МИС коэффициент сопротивления качению одноосных машин для внесения органики может достигать 0,45, изменяясь в основном в пределах 0,17-0,27.

Снижения отрицательного воздействия на плодородие почв ходовых систем машин для внесения органических удобрений можно достигнуть применением рациональной технологии внесения удобрений и совершенствованием конструкции ходовой системы.

В настоящее время для внесения органики применяются следующие технологии: прямочная, перегрузочная, перевалочная, двухфазная. С точки зрения уменьшения отрицательного воздействия на

плодородие почв, наибольшие возможности имеют перегрузочная и двухфазная технологии. При первой технологии машины большей грузоподъемности (24-32 т) можно использовать для транспортировки и заправки машин меньшей грузоподъемности (10-16 т). При второй, применяемой для внесения твердых органических удобрений, органика укладывается по полю в кучи в определенном порядке, а из куч распределяется с помощью валкообразователей-разбрасывателей РУН-15Б. При указанной технологии площадь поля, прикатываемая двигателями, будет наименьшая, т.к. укладку органики можно осуществлять в более ранние сроки по еще подмерзшей почве, а машины РУН-15Б, используемые с гусеничными тракторами, которые меньше уплотняют почву, могут покрывать из одной кучи площадь поля около 0,3 га. Кроме того, при этой технологии наиболее высокая производительность (до 364 т/ч). Однако следует отметить, что выбор той или другой технологии обусловлен рядом экономических, производственных и природно-климатических факторов. Так, например, двухфазная технология, несмотря на названные преимущества, может применяться только в крайних случаях, т.к. для нее характерна большая неравномерность распределения органики по полю. Поэтому при всех технологиях наиболее реально уменьшить площадь поля, прикатываемую двигателями, выбором схемы движения агрегата по полю, максимально сократить холостые проходы. Все многообразие схем движения агрегатов по полю можно свести к трем наиболее рациональным: Г-образной, треугольной, четырехугольной. При Г-образной схеме движения количество проходов агрегата по полю минимальное.

Второй путь снижения отрицательного воздействия машин на плодородие почв - совершенствование конструкции ходовых систем. Учитывая, что машины для внесения органики работают не только

в полевых условиях, а одновременно используются и для транспортировки органики (как в летний, так и в зимний периоды), а также для транспортировки зеленой массы, наиболее универсальной ходовой системой, обеспечивающей надежную работу во всех указанных условиях, является колесный ход. Параметры его (число и схема размещения колес, размеры и форма шин, конструкция протектора, давление воздуха в шинах) необходимо выбирать из условия допустимого снижения урожайности сельскохозяйственных культур и обеспечения оптимальных энергетических затрат на передвижение машины по полю и последующую обработку почвы.

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ХОДОВЫХ
СИСТЕМ МАШИН НА УРОЖАЙНОСТЬ ТРАВ В УСЛОВИЯХ ТОРФЯНО-
БОЛОТНЫХ ПОЧВ БССР

А.П.Ляхов, А.Д.Чечеткин (БИМСХ)

Особенностью условий работы ходовых систем машин по уборке и транспортировке кормов и трав является взаимодействие их со средой "почва-растение". Последующая урожайность трав во многом зависит от характера воздействия и степени изменения состояния среды "почва-растение" после прохода машины. Поэтому требование минимальной повреждаемости растений и изменение естественного сложения структуры почвы должно быть одним из главных, предъявляемых к ходовым системам кормоуборочных и транспортных машин. При уборке и заготовке кормов из трав в настоящее время используются различные по назначению, конструкции и массе машины, оснащенные в большинстве случаев колесными ходовыми системами.

Однако опыт эксплуатации машин в условиях торфяно-болотных почв БССР, и особенно на почвах высокой влажности, показывает, что такие ходовые системы не всегда удовлетворяют предъявляемым к ним требованиям в отношении проходимости из-за разрушения дернового покрова трав и образования глубоких следов и значительной повреждаемости растений. Это является следствием того, что выбор параметров и типа шин ходовых систем производится по допускаемой нагрузке на шину исходя из массы или грузоподъемности машины. В этом случае не всегда учитываются свойства шин, которые обеспечивают высокую проходимость машины на почвах с низкой несущей способностью и незначительную повреждаемость растений, что приводит в конечном итоге к снижению биологического урожая трав при последующих укосах. Однако, при относительной влажности торфяно-болотных почв 75...80%, колесные ходовые системы не удовлетворяют требованиям практики по критерию, что ставит задачу изыскания возможности применения гусеничных и других типов движителей высокой проходимости. Учитывая отрицательные последствия воздействия ходовых систем на среду "почва-растения", необходимы исследования с целью изучения влияния различных конструктивных факторов ходовых систем, физико-механических свойств почвы и растений на изменение урожайности трав. Данные таких исследований позволят оптимизировать параметры ходовых систем кормоуборочных машин и снизить до минимума их отрицательное воздействие на почву и растения.

Анализируя процесс взаимодействия ходовых систем со средой "почва-растения", можно выделить основные причины снижения урожайности трав после прохода колес или гусениц машины:

1. Разрушение целостности дернового покрова и корневой системы растений при образовании колеи.

2. Механическое повреждение (излом и смятие) стеблей растений.

3. Срыв дернового покрова и отдельных растений вследствие буксования и особенностей кинематики качения колес перематывания гусениц при прямолинейном движении и их скольжении на поворотах машины.

4. Изменение питательного режима растений из-за уплотнения, стирания и разрушения структуры почвы.

Поэтому при проведении исследований и оценке влияния параметров ходовых систем уборочно-транспортных машин на урожайность трав в условиях торфяно-болотных почв необходимо:

а) изучить влияние типоразмеров шин и нормального давления на почву, конструктивных параметров и типа гусеничного движителя, скорости движения на урожайность однолетних и многолетних трав при различной влажности физико-механических свойствах почвы и прочности дернового покрова;

б) определить влияние параметров колесных и гусеничных движителей, общей компоновки уборочных машин на закономерности образования и глубину колеи с учетом прочности дернового покрова, а также установить связь между физико-механическими свойствами почвы, прочностью дернового покрова и предельной глубиной следа, при которой происходит разрыв и полное разрушение дернины трав по следу движения машины;

в) оценить влияние уплотняющего воздействия различных типов ходовых аппаратов на изменение урожайности вновь посеянных однолетних и многолетних трав;

ИССЛЕДОВАНИЕ АГРОТЕХНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОРМОУБОРОЧНЫХ
КОМБАЙНОВ НА ТОРФЯНО-БОЛОТНЫХ ПОЧВАХ

Н. Д. Янцов (БИМСХ)

Известно, что одним из резервов интенсификации сельскохозяйственного производства является повышение агротехнических свойств машин при выполнении технологических операций. При этом проблема взаимодействия ходовых аппаратов с почвой превращается в проблему ходовой аппарат-почва-культурное растение-урожай.

Взаимодействие колес (гусениц) машин с почвой сопровождается значительным изменением ее свойств. Нарушение режима питания растений и, как следствие, снижение урожайности сельскохозяйственных культур, обуславливается прежде всего уплотнением почвы. Чрезмерное уплотнение способствует изменению структуры почвы, снижается также ее биологическая активность из-за уничтожения гумусообразующих и рыхлящих почву живых существ. При выполнении некоторых сельскохозяйственных операций наблюдается механическое повреждение растущих растений движителями машин. Указанные факторы вызывают недобор возможного при данных условиях урожая сельхозкультур.

Наиболее подвержены отрицательному воздействию движителей машин мелиорированные торфяно-болотные почвы, обладающие повышенной влажностью и низкой несущей способностью. В результате проведенных исследований разработана математическая модель уплотнения торфяно-болотных почв влажностью 70-80% ходовыми аппаратами кормоуборочных комбайнов массой 9,0...12,0 тонн; на основе статистического анализа экспериментальных данных установлена связь между изменением урожайности многолетних трав и плотности торфяной почвы в следах машин.

К ВОПРОСУ ОБОСНОВАНИЯ ДОПУСТИМЫХ ДАВЛЕНИЙ ПОД ХОДОВЫМИ АППАРАТАМИ МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ

И.И.Синкевич (БНИСХ)

В настоящее время в сельском хозяйстве неуклонно возрастает роль тракторного транспорта и преимущественно технологического. Интенсивность роста тракторного транспорта превышает почти в 10 раз рост автомобильного транспорта, а тракторные работы по внесению органических удобрений составляют до 40...60% всего объема механизированных работ многих хозяйств.

Уменьшение занятости в сельском хозяйстве и неуклонный рост производительности транспортных агрегатов приводит к постоянному росту энергонасыщенности и грузоподъемности транспортных средств, в их грузоподъемность в будущем достигнет 40 тонн при общей массе агрегатов 70 тонн. При существующей технологии внесения удобрений этим транспортным агрегатам придется работать на поле в тяжелых почвенных условиях, т.е. в периоды повышенной влажности весной и осенью. Увеличение массы агрегатов до указанных пределов скажется на плодородии почв, снижении биологического урожая культур. При этом возрастает себестоимость произведенных культур, дороже станет последующая обработка почвы, снизится эффективность вносимых удобрений.

Для достижения достаточной эффективности вносимых удобрений и производительности агрегатов необходимо обосновать допустимые уровни воздействия ходовых аппаратов машин для внесения удобрений. Под ходовыми аппаратами машин для внесения органических удобрений по агрегированным значениям средних давлений равны 150 кПа. Однако эта цифра вызывает сомнения.

Во-первых, значение допустимого давления ходового аппарата

на почву зависит от массы агрегата (в частности, от грузоподъемности).

Из теории проходимости машин известно, что для достижения одинаковых показателей проходимости тяжелым машинам необходимо иметь несколько низкие значения средних давлений, чем для более легких, т.е. при одном и том же значении среднего давления тяжелая машина будет иметь показатели проходимости хуже, чем более легкая. Анализ же компоновочных схем и масс машин для внесения удобрений показал, что прямо пропорционально изменению массы машины с полной загрузкой увеличивается количество осей или колес, т.е. опорная площадь ходового аппарата, а шины выбираются из условия обеспечения грузоподъемности. Так, например, если масса машины с грузом для ПРТ-16 возросла в 1,5 раза в сравнении с ПРТ-10, то во столько же раз увеличилось количество колес (осей), т.е. конструктор комплектует ходовой аппарат из условия обеспечения грузоподъемности, а не достижения достаточной проходимости, варьируя при этом давлением воздуха в шинах. Можно предположить, что проходимость ПРТ-16 при прочих равных условиях несколько ниже, чем ПРТ-10. Нашими исследованиями получено, что при увеличении массы машины в 2 раза, необходимо снизить среднее допустимое давление на 15...20%. Значит, значение допустимого давления должно обосновываться для машин каждого класса грузоподъемности.

Во-вторых, значение допустимого среднего давления (уровня воздействия) должно обосновываться в зависимости от условий работы (т.е. для конкретных фондов). Так, например, прицеп-емкость или машины для внутрпочвенного внесения удобрений работают на дернине многолетних трав. При работе возможно повреждение ходовым аппаратом травостоя при достаточных опорных и тягово-сцепных

свойствах. Значит, в качестве критерия выбора допустимых давлений можно выбрать механические повреждения травостоя и уплотнение почвы. В случае внесения органических удобрений перед вспашкой, в качестве критерия выбора допустимых давлений являются уплотнение почвы, глубина следа и сопротивление качению, значит допустимое среднее давление должно быть разным. При дифференцированном подходе к обоснованию допустимых значений средних давлений под ходовым аппаратом машины для внесения удобрений одного класса грузоподъемности можем получить значительно отличающиеся значения средних давлений, характеризующие уровень воздействия ходового аппарата на почву.

Таким образом, обоснование параметров ходовых аппаратов целого семейства машин для внесения удобрений связано с решением задач по обоснованию уровней допустимых давлений (средних давлений), обоснованию оптимальных схем технологии работ и разработкой новых типов ходовых аппаратов.

ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛАСТИЧНЫХ КОЛЕС С ГРУНТОМ

И.И.Водяник (Каменец-Подольский СХИ)

Основные эксплуатационные свойства колесных машин и их технико-экономическая эффективность зависят от процессов взаимодействия колес с грунтом. Поэтому научно обоснованные рекомендации, направленные на улучшение показателей работы машин, могут быть получены лишь путем углубленного изучения этих процессов. Их сущность состоит в деформировании взаимодействующих тел, а улучшение показателей взаимодействия может быть достигнуто путем воздействия на деформационные свойства колес.

В Каменец-Подольском СХИ для аналитического описания процессов одновременного деформирования пневматической шины и грунта на переднем участке контакта и восстановления деформаций на заднем, происходящих при качении колеса, использованы реологические модели. Модели и параметры их элементов подобраны так, что они отражают основные деформационные свойства взаимодействующих тел, проявляющиеся при статических и динамических испытаниях. Разработаны приемы определения этих параметров, а также методы расчета основных показателей взаимодействия колес с грунтом. Получены расчетные зависимости деформаций взаимодействующих тел, давлений в контакте, сопротивления качению, коэффициента уплотнения почвы и характеристики сцепных свойств от различных конструктивных и эксплуатационных факторов.

Главное преимущество этих методов по сравнению с теми, которые не учитывают деформации пневматической шины или предполагают замену деформированного колеса жестким большего диаметра, состоит в том, что они позволяют анализировать зависимости показателей работы колеса не только от основных размеров, но и от деформационных свойств пневматической шины, на которые можно воздействовать с целью их улучшения.

Установлено, в частности, что для улучшения показателей работы колес необходимо уменьшать модуль деформации шины и параметры ее модели, характеризующие внутреннее трение в ней (постоянное и пропорциональное скорости деформирования). Эти задачи применительно к тракторным шинам могут решаться использованием шин с повышенной эластичностью коронной части и с нулевой кривизной опорных поверхностей в радиальном сечении колеса.

Повышение эластичности коронной части шины путем полного расчленения массивных грунтозацепов имеет преимущества по сравне-

нию со снижением внутреннего давления воздуха, т.к. первое осуществляется в сочетании с уменьшением массы материалов шины, испытывающих деформации при качении колеса, от которых зависят гистерезисные потери.

Применение шин с нулевой кривизной опорных поверхностей в радиальном сечении позволит увеличить фактическую ширину контакта колеса с грунтом на 20% без изменений основных размеров колеса, что приведет к снижению контактных давлений, деформаций и уплотнения почвы. Преимущества шин с нулевой кривизной опорных поверхностей проявляются и при качении колес по недеформируемому основанию: сокращаются гистерезисные потери энергии и исчезает поперечное скольжение элементов протектора по опорной поверхности, т.к. шина не распрямляется по ширине при выходе в контакт и не восстанавливается ее форма при выходе из него; шина соприкасается с дорогой большей поверхностью, что в сочетании с предыдущим приводит к снижению темпа изнашивания протектора.

Расчетные характеристики целных свойств позволяют обоснованно выбирать параметры протектора (коэффициент насыщенности контакта, шаг грунтозацепов и угол наклона к продольной оси симметрии).

На основании анализа баланса мощности показаны преимущества шин, обладающих меньшей тангенциальной эластичностью, им свойственны меньшие потери мощности при качении в ведущем и ведомом режимах.

КАЧЕНИЕ ДЕФОРМИРУЕМОГО КОЛЕСА ПО ГРУНТОВОМУ
ОСНОВАНИИ И ТВЕРДОЙ ОПОГНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

М.А.Левин (БПИ)

Рассматриваются силы, действующие в пятне контакта колеса с шиной, катящегося по грунтовому основанию. Учитываются инерционные и упруго-вязкие характеристики основания, т.е. приходящиеся на единицу длины области контакта масса m , вязкость μ , сопротивление, близкое по структуре к сухому трению и жесткости: в направлении горизонтали C_{1g} , где деформация ρ_1 , и в направлении горизонтали C_{1y} , где деформация ρ_1 , и в направлении вертикали C_{2g} , где деформация ρ_2 . Принимаются в расчет аналогичные жесткости шины: радиальная C_s и продольная C_l и соответствующие деформации λ_s и λ_l . Исходя из совместности деформаций шины и грунта в области контакта, получена система уравнений, описывающих продольную силу R , момент реакции M_2 , а также момент сопротивления качению M_f в функции скорости движения V , радиуса качения колеса z_k , свободного радиуса R , нагрузки P и связанного с ней переднего контактного угла α .

$$z_k \alpha + (R - \lambda_s) \sin \beta + \lambda_l \cos \beta = R \sin \alpha + \rho_1,$$

$$(R - \lambda_s) \cos \beta - \lambda_l \sin \beta = R \cos \alpha + \rho_2,$$

$$-C_s \lambda_s \sin \beta + C_l \lambda_l \cos \beta = -C_{1g} \rho_2 z_k / R,$$

$$d\rho_2/d\xi^2 = \frac{z_k^2}{V^2 m} \left[\frac{R}{z_k} (C_s \lambda_s \cos \beta + C_l \lambda_l \sin \beta) - \right.$$

$$\left. - C_{2g} \rho_2 - \frac{MV}{z_k} \frac{d\rho_2}{d\xi} - \frac{zV}{J} \operatorname{arctg} \left(\frac{zV}{z_k} \frac{d\rho_2}{d\xi} \right) \right]$$

$$d\rho_2/d\xi = R (C_s \lambda_s \cos \beta + C_l \lambda_l \sin \beta),$$

$$dR/d\xi = R (-C_s \lambda_s \sin \beta + C_l \lambda_l \cos \beta),$$

$$dM_2/d\xi = -C_l \lambda_l (R - \lambda_s) R - C_s \lambda_s \lambda_l R, \quad \beta = \alpha - \xi$$

В результате решения этих уравнений на ЭВМ с использованием программы на ФОРТРАНе получены зависимости для коэффициента буксования $k_x(V)$, момента сопротивления качению $M_f(z_k, V)$, радиуса качения в свободном режиме $z(V)$ и динамического радиуса $z_g(z_k, V)$. Найдено также распределение вертикальных деформаций в области контакта грунтового основания в зависимости от V и z_k .

Рассмотрено также качение колеса с шиной по жесткому основанию, принимая во внимание все шесть степеней свободы жесткого диска колеса, произвольный характер его перемещения в опорной плоскости и большие силы в области контакта, близкие к предельным по сцеплению. Получена система уравнений, описывающих шесть составляющих реакции в пятне контакта $P_1, P_2, P_3, M_1, M_2, M_3$ являющаяся обобщением результата автора (см. Известия АН СССР, МТТ, № 6, 1977, с. 75-86). В обозначениях этой работы показано, что в рассматриваемом случае

$$P_1 = -f_1' G_1, \quad P_2 = -f_2' G_2, \quad P_3 = f_3 - f_4 U_3 + f_5 U_1,$$

$$M_1 = P_2 z_{c0} - f_6 G_2 - f_7 \Psi - f_8 U_0,$$

$$M_2 = -P_1 z_{c0} + f_9 G_1 - M_3 \operatorname{sign}(\Psi),$$

$$M_3 = -f_{10} G_0 + f_{11}' U_2 + P_1 G_2 - P_2 G_1,$$

$$E_1^* - dG_1/2d\varphi = U_1, \quad dU_1/2d\varphi = S_1 G_1 - S_2 U_1 + S_3 U_3,$$

$$E_2^* - dG_2/2d\varphi = U_2, \quad d(U_2 + \Theta)/2d\varphi = S_4 G_2 - S_5 U_2 - S_6 \Psi,$$

$$d(\Theta - G_0)/2d\varphi = U_0, \quad dU_0/2d\varphi = S_1 G_0 - S_2 U_0 - S_3 \Theta \Psi,$$

$$E_1^* = \cos \Theta dx_c/2d\varphi + \sin \Theta dy_c/2d\varphi - 1$$

$$E_2^* = \sin \Theta dx_c/2d\varphi + \cos \Theta dy_c/2d\varphi + z_{c0} d\varphi/2d\varphi,$$

$$U_3 = z_c - z_{c0}$$

$$f_1' = f_1 |P_1(U_1, U_2)/U_1|/k_x, \quad f_2' = f_2 |P_2(U_1, U_2)/U_2|/k_x,$$

$$f_{ii}' = |M_3(\varphi_1, \varphi_2) / \varphi_2|.$$

Указаны способы определения зависимостей $P_1(\varphi_1, \varphi_2)$, $P_2(\varphi_1, \varphi_2)$, $M_3(\varphi_1, \varphi_2)$, устанавливаемых в стационарном движении, когда φ_1 совпадает с буксованием, а φ_2 — с углом увода.

ДАВЛЕНИЕ НА ПОЧВУ КОЛЕСА АГРЕГАТА С ПЕРЕДНЕЙ НАВЕСКОЙ МАШИНЫ

А.М.Кононов, Е.Л.Воробьев, М.Л.Пархоменко (БСХА)

Величина давления колес агрегата на почву оказывает существенное влияние на ее уплотнение, что, по данным ряда исследований, приводит к заметному снижению урожайности сельскохозяйственных культур. Давление же колес на почву обусловлено прежде всего нагрузкой, приходящейся на них при работе агрегата. С целью изучения качественного и количественного изменения нагрузки на колесах культиваторного агрегата на базе энергоснабженного трактора МТЗ-142 с передней навеской, в зависимости от условий работы и параметров навески, проведены теоретические и экспериментальные исследования. В результате исследований установлено, что основными параметрами, определяющими величину нагрузки на колесах агрегата, являются: тяговое сопротивление машины, высота оси подвеса машины, высота крепления шарнира центральной тяги к трактору и режим работы навески.

С увеличением силы сопротивления машины, при различных вариантах настройки навески и высоте оси подвеса, нагрузка на передние колеса трактора уменьшается, а на колесах культиватора увеличивается. Изменение указанных нагрузок имеет линейный харак-

тер. Интенсивность уменьшения нагрузки на передние колеса трактора составляет 0,35...0,45 кН на 1 кН прироста сопротивления культиватора. Аналогично, увеличение нагрузки на колеса культиватора составляет 0,25...0,35 кН при возрастании сопротивления машины на 1 кН.

Существенное влияние на изменение нагрузки на колесах агрегата оказывает высота оси крепления шарнира центральной тяги на тракторе при неизменной высоте установки шарниров нижних тяг и трехточечной схеме настройки навески. Уменьшение высоты установки шарнира центральной тяги на 60 мм увеличивает нагрузку на управляемые колеса до 1,5 кН и примерно на столько же уменьшает нагрузку на колеса культиватора. Увеличение высоты оси подвеса машины на 20%, при прочих равных условиях, увеличивает нагрузку на управляемых колесах трактора на 12-15% и на столько же уменьшает нагрузку на колеса культиватора.

Наиболее существенное увеличение нагрузки на управляемых колесах трактора имеет место при двухточечной в горизонтальной плоскости схеме настройки навески. При сопротивлении культиватора 12-14 кН оно составляет около 23 кН против 16...17 кН при трехточечной схеме настройки.

Из вышесказанного следует, что необходим выбор параметров передней навески, обеспечивающих рациональное распределение сил давления колес на почву.

ОБ ОСНОВНЫХ ОЦЕНОЧНЫХ ПОКАЗАТЕЛЯХ ПРОХОДИМОСТИ ШИН И ТРАКТОРА

В.Е.Качугин (НАТИ)

Вводится понятие проходимости шины.

Предлагается набор основных оценочных показателей с разбие-

нием их на две группы: исходные показатели конструкции шины, грунта, режима качения и выходные оценочные показатели проходимости.

С критических позиций рассматриваются имеющиеся показатели, в том числе коэффициент сцепления, $\mu_{\text{шд}}$, число мобильности, предложенное зарубежными исследователями, коэффициент буксования и др., а также способы оценки свойств грунта. Анализируется необходимость и принципиальные трудности определения сопротивления качению шин в ведущем режиме.

Приведен ряд соображений о физическом смысле и степени точности применяемых понятий (коэффициента буксования, мощности буксования и др.). Предлагаются пути устранения кажущихся противоречий в имеющихся определениях, в частности, величин, характеризующих потери качения.

Даны замечания о связи рассмотренных показателей с оценкой проходимости колесного транспортного средства и с показателями, оценивающими воздействие двигателя на почву. Предлагаются показатели проходимости трактора.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕСНОГО ХОДОВОГО АППАРАТА КОМБАЙНА ТИПА КСК-100

П.Н.Синкевич (БИСХ)

К критериям отклика, характеризующим процесс взаимодействия ходового аппарата кормоуборочного комбайна с торфяной почвой, можно отнести глубину следа (характеристика агротехнической проходимости) и сопротивление качению (энергетические затраты). На основании теоретических исследований были определены основные факторы процесса взаимодействия ходового аппарата с почвой:

вертикальная нагрузка (G_k), скорость движения (V), ширина колеса (D), диаметр колеса (W), влажность почвы (W), давление воздуха в шине (P_k).

Анализ компоновочных схем отечественных и зарубежных кормоуборочных машин показал, что масса комбайнов находится в пределах до 10 тонн при практически одинаковых диаметрах колес. На основании указанного фактора D и G_k исключены.

Также были определены предельные условия работы кормоуборочной техники на основании оптимальной влажности для роста и развития трав в условиях торфяно-болотных почв. Это значение влажности находилось в пределах 70...80%.

Из условий непроворачиваемости шины по ободу колеса под действием крутящих моментов и допустимой нормальной деформации шины было получено минимальное допустимое давление воздуха в шине, при котором проводились исследования.

Таким образом, определение функции отклика сводится к реализации двухфакторного эксперимента (B и V). На основании априорной информации получено, что зависимость глубины следа и сопротивления качению от ширины движителя и скорости движения носит нелинейный характер. Предположительно, что поверхность отклика описывается нелинейным уравнением регрессии. На этой основе был составлен план эксперимента.

Реализовав матрицу планирования ортогонального центрального композиционного плана и проверив значимость коэффициентов регрессии, получим уравнения регрессии для определения глубины следа и сопротивления качению от ширины хода и скорости его движения:

$$h = 266 - 312B - 34,4V + 29B^2 + 12,8V^2; \quad (1)$$

$$P_f = 53,3 - 97,6 + 2,3V + 51,8B^2 - V^2 - 1,61^{\circ}B. \quad (2)$$

После канонического преобразования уравнения (2) найдем оптимум ширины колесного ходового аппарата кормоуборочного комбайна по значению максимальных затрат энергии на качение машины. Оптимум определен при ширине $B = 1,8_{сер}$, где $B_{сер}$ - ширина пятна контакта с почвой серийных движителей комбайна. На основе ограничения по допустимой глубине следа для сельскохозяйственной техники при работе на многолетних травах (Н.А.Алексейчик, Ю.В.Будько) по уравнению (1) получим значение оптимальной ширины ходового аппарата комбайна в пределах $(1,5...1,8) B_{сер}$.

Следовательно, при выборе оптимальной ширины контакта движителя для машины типа КСК-100 (масса 9050...9840 кг, две оси) ширина профиля шины повышенной проходимости должна быть в пределах 590...700 мм для передних шин и 750...950 мм - для задних шин.

АНАЛИЗ ТЯГОВО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ И УПЛОТНЕНИЕ ПОЧВЫ КОЛЕСНЫМИ ХОДОВЫМИ СИСТЕМАМИ

Г.С.Горин (ЦНИИМЭСХ)

В общем случае процесс взаимодействия колеса с почвой можно трактовать как пространственную нелинейную контактную задачу. Решение таких задач стало возможным лишь с развитием численного метода конечных элементов (МКЭ) и распространением ЭЦМ с большим объемом памяти.

Для решения пространственной задачи МКЭ контактный отпечаток шины разделен на прямоугольные площадки. Выбрано пять площадок в середине колеса и по три у плечевых зон. В силу симметрии приложенных сил рассмотрена половина контактного отпечатка. Нормальные и тангенциальные силы, действующие на каждой площадке,

заменены результирующими, приложенными в ее центре. Эпюры нормальных нагрузок и размеры контактных отпечатков шин заданы по экспериментальным данным. Произведена также дискретизация сплошной среды под контактными отпечатками. Она заключается в разбиении расчетной области на элементарные параллелепипеды, каждый из которых известным способом разбит на шесть составляющих тетраэдров. Размеры расчетной области выбраны такими, при которых в пограничной области было бы упругое деформирование и удовлетворялся бы принцип Сен-Венана. Программа решения МКЭ пространственной контактной задачи разработана в Гомельском Государственном Университете при участии автора.

Под коэффициентом объемного уплотнения почвы понимали отношение

$$\Sigma_v = V_H / V_K,$$

где V_H и V_K - первоначальный и конечный объемы деформированного параллелепипеда.

На основе МКЭ определены также тягово-энергетические показатели колес. Составляющая силы сопротивления перекатыванию, обусловленная деформацией почвы в вертикальном направлении P_{f1} , выражена через нормальные вертикальные напряжения в параллелепипедах, находящихся под колесом и соответствующие перемещению центров параллелепипедов каждого ряда. Потери на деформацию почвы в горизонтальном направлении P_{f2} выражены через касательную силу тяги $P_k = \gamma N$ (γ - коэффициент сцепления, N - нормальная нагрузка) и максимальную тангенциальную деформацию почвы под колесом.

Удельные потери на деформацию почвы: вертикальную $f_1 = P_{f1} / N$ и горизонтальную $f_2 = P_{f2} / N$ возрастает с ростом нормальных нагрузок и максимального давления в контакте колеса с почвой

(табл.). При этом снижается КПД колеса, характеризующий потери на деформацию почвы, и соответствующая данному удельная сила тяги $U_{кр} = P_{кр}/N$

Таблица

Показатели взаимодействия с почвой колес тракторов 4 К 4 высокой и особо высокой мощности

Показатели		Т-150К	К-701	К-710 с колесами	
				одинарными	двоякными
	0...8	1,28	1,30	1,44	1,24
Σv на	8...16	1,13	1,15	1,23	1,12
глубине, см	16...24	1,07	1,10	1,14	1,09
	24...32	1,04	1,07	1,10	1,07
тягово-энергетические при $U = 0,55$	J_1	0,069	0,073	0,099	0,085
	J_2	0,081	0,090	0,118	0,0767
	$U_{кр}$	0,400	0,387	0,335	0,388
	δ_n	0,115	0,127	0,160	0,108
	Z_n	0,643	0,614	0,512	0,630

ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ЭНЕРГОЗАТРАТЫ ПРИ РАБОТЕ ТЯГОВОГО И ТЯГОВО-ПРИВОДНОГО АГРЕГАТОВ

Г.С.Горин, О.П.Ратнев (ЦНИИМЭСХ)

Автомобильные и тракторные поезда в основном работают в тяговом режиме. При этом автомобиль-тягач массой 7...8 т соединяют, как правило, с прицепом массой 26...30 т. Вследствие того, что сопротивление движению тракторных поездов изменяется в больших

пределах, прицепы массой 22 т агрегируют с тракторами массой 12 т, а в неблагоприятных условиях даже 18 т (К-710). Для того, чтобы выдержать соотношение масс прицепа к массе тягача, равное 3...4, целесообразно применять гидро- или электропривод ходовой системы прицепа. Тягово-приводные агрегаты по тягово-энергетическому критерию конкурентоспособны с тяговыми при КПД системы беоступенчатого привода 0,7 на твердых фонах и 0,6...0,65 - на почвах с низкой несущей способностью [1]. Вследствие того, что у тягово-приводного агрегата малая масса тягача, у него меньше общие энергозатраты при работе на дорогах и почвенных фонах. Сравнение тягового и тягово-приводного агрегатов целесообразно производить по критерию интегральных энергозатрат (кг топлива) для отдельной сельхозработы либо их комплекса:

$$E = g_e \left[\frac{1}{\eta_{тр}} \sum_{i=1}^n (N_{f_{тi}} + N_{б_{тi}} + N_{кр_{тi}}) t_i + \frac{1}{\eta_{свопт}} \sum_{i=1}^n (N_{f_{сми}} + N_{б_{сми}} + N_{кр_{сми}}) t_i \right],$$

где $\eta_{тр}$ и $\eta_{свопт}$ - КПД соответственно трансмиссии тягача и привода сельхозмашины; $N_{f_{тi}}$ ($N_{f_{сми}}$), $N_{б_{тi}}$ ($N_{б_{сми}}$), $N_{кр_{тi}}$.

($N_{кр_{сми}}$) - мощность, соответственно теряемая на перекачивание и буксование, а также тяговая мощность тягача (сельхозмашины);

t_i - время выполнения отдельной операции или работы;

n - число операций или работ; g_e - удельный расход топлива.

На операции внесения удобрений время рабочего хода t_p составляет 20...25%. В остальное время производится движение агрегата по дорогам с целью загрузки прицепа и доставки его к месту внесения удобрений, при этом трактор работает с низким коэффициентом загрузки двигателя. Снижение массы тягача в 2...2,5 раз в тягово-приводном агрегате даст экономию топлива 0,75 кг на 1 т внесенных удобрений.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ШИН ТРАКТОРОВ
"БЕЛАРУСЬ" В УСЛОВИЯХ РЯДОВОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Ю.И.Томкунас, Л.Ф.Баранец (БИМСХ)
П.Н.Степняк, К.П.Торостянко (ГСКБ по
универсально-пропашным тракторам)

Эффективное использование непрерывно возрастающего машинно-тракторного парка (МТП) требует совершенствования метода эксплуатации техники, повышения технического уровня и качества машин, позволяющих добиться оптимальных агротехнических сроков проведения работ и резкого сокращения трудовых затрат в сельском хозяйстве.

Самое широкое применение в сельском хозяйстве получили универсально-пропашные тракторы Минского тракторного завода, которыми в условиях Белорусской ССР выполняется около 40 наименований основных видов работ. По мере непрерывно продолжающегося качественного и количественного роста колесных тракторов класса I4... 20 кН соответственно значительно увеличивается и количество тракторных шин, оказавшихся в сфере эксплуатации. За время службы трактора они обновляются два-три раза. Затраты на шины в колхозах и совхозах составляют 10...15% от общих расходов на эксплуатацию МТП. На срок службы шин в значительной степени влияют эксплуатационные, технологические и природно-климатические факторы.

Совместные исследования БИМСХ и ГСКБ по универсально-пропашным тракторам позволили определить работоспособность и оценить эффективность применения различных типоразмеров шин (I5,5-38"Р", I6,9-38Р, I8,4/I5-34, I8,4/I5-30, 9,5/9-42, II,2/I0-42, II,2/I0-20, 8,3/8-20, I2,4/II-20, I6-20 и др.) при выполнении сельскохозяйственных работ в условиях рядовой эксплуатации.

Лабораторные и лабораторно-полевые исследования шин показали, что распределение давления на почву неравномерно по площади контакта, а напряжение, создаваемое в почве под воздействием ходовой части трактора, вызывает уплотнение почвенных частиц, сдавливает и повреждает корневую систему. Применение шин увеличенной площади контакта (I6,9-38, I8,4/I5-34, II,2/I0-42, II,2/I0-20 и др.) позволяет снизить максимальные давления в зоне контакта на 25...35%.

Максимальный тяговый КПД трактора МТЗ-80/82 с шинами I6,9-38P (задние) и II,2/I0-20 (передние) на рыхлых почвах на 28...30% больше, чем с шинами I5,5-38P и 8,3/8-20P.

Производительность МТЗ-80 с шинами I6,9-38P модель Ф-52 по сравнению с I5,5-38P больше на посадке на 28...32% и на 20...22% на междурядной обработке при экономии горюче-смазочных материалов.

Производственная проверка опытных шин показала, что для уменьшения повреждаемости кустов пропашных культур при их междурядных обработках как с серийными 9,5/9-42, 8,3/8-20, I5,5-38P, так и с опытными II,2/I0-42, I6,9-39P, II,2/I0-20, I6-20 шинами, тракторы должны оборудоваться специальными эластичными ботвоотводами. Повреждаемость кустов передними и задними колесами не превышает 2...4%.

Интенсивность износа шин составляет 3,5...4,5 мм на каждые 1000 усл.эт.га и зависит от типа шин, условий эксплуатации и вида выполняемых работ.

ЦЕНТРАЛИЗОВАННАЯ НАКАЧКА ШИН МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ
МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ МВУ-30

А.И.Бобровник, В.С.Чешум, Ю.А.Ким, Г.С.Сочивко (БПИ)

Регулирование давления воздуха в шинах используется главным образом на автомобилях высокой проходимости как средство для преодоления труднопроходимых участков пути.

Снижение давления на почву особенно важно для машин, занятых на подкормке озимых и внесении минеральных удобрений, так как от этого зависит урожайность сельскохозяйственных культур. Повышенное уплотнение почвы требует многократной обработки, что способствует ее распылению и усиливает действие ветровой эрозии. Использование на торфяно-болотных почвах серийно выпускаемых разбрасывателей затруднено, что связано с недостаточной опорной проходимостью.

Регулирование давления воздуха в шинах агрегатов для внесения минеральных удобрений позволит значительно улучшить их технико-экономические показатели. При движении по рыхлому грунту увеличение давления воздуха в шинах колес тракторов от 0,12 МПа до 0,30 МПа приводит к повышению сопротивления качению почти в 2 раза, а снижение давления воздуха в шинах пропашных тракторов с 0,16...0,25 до 0,08...0,12 МПа уменьшает буксование трактора на 8...9%. При этом сопротивление качению трактора уменьшается на 15-20%.

Применение шин с регулируемым давлением воздуха связано с оборудованием машин специальной системой централизованной накачки шин (ЦНШ), что приводит к улощению конструкции машинно-тракторных агрегатов и повышению их стоимости.

Опыт зарубежных стран подтвердил рациональность использо-

ния самоходных машин для сплошного поверхностного внесения минеральных удобрений.

Минским автомобильным заводом в содружестве с научными и производственными предприятиями города создана самоходная машина для внесения минеральных удобрений МВУ-30. Она имеет трехколесную ходовую систему. Колеса диаметром 1800 и шириной 1200 мм позволяют снизить давление на почву до 43...81 кПа и обеспечить хорошую проходимость. Машина МВУ-30 имеет рабочую до 9,5 м/с (34,2 км/ч) скорость при высокой производительности 260...350 га в смену.

Результаты экспериментальных исследований тягово-сцепных и технико-экономических показателей машины подтвердили целесообразность оборудования ее ЦНШ. Снижение давления воздуха в шинах задних ведущих колес с 0,13 до 0,09 МПа при движении машины по мягким грунтам уменьшает буксование на 4...7%. Сопротивление качения самоходного разбрасывателя при этом уменьшается на 25...35%. Все это приводит к значительной экономии топлива. Кроме того, при этом повышается проходимость машины МВУ-30, уменьшается уплотнение почвы, повышается качество внесения удобрений.

Установка системы ЦНШ на самоходном разбрасывателе минеральных удобрений МВУ-30 не требует значительных конструктивных изменений, поскольку применен задний мост серийно выпускаемого автомобиля МАЗ-543.

Разработанная в Белорусском политехническом институте ЦНШ позволяет во время движения разбрасывателя изменять давление воздуха в шинах на ходу, в зависимости от дорожных условий. Вследствие этого значительно сокращается время простоев, связанных со снижением и повышением давления в крупногабаритных (около 6 м³) шинах (модель Ф-82) МВУ-30.

Система регулирования давления в шинах объединена с пневматическим приводом тормозов. Она состоит из крана накачки шин и его привода, клапанов, установленных на ступицах заднего моста, блоков уплотнителей, манометра и трубопроводов.

Для сокращения времени откачки воздуха из шин кран накачки соединен трубопроводами с воздухоочистителем дизеля. Кроме того, в случае прокола или частичной разгерметизации шины система ЦНШ обеспечивает возможность движения самоходного разбрасывателя МВУ-30 за счет непрерывной подачи воздуха в шину.

Система ЦНШ внедрена на модернизированном образце разбрасывателя МВУ-30 промышленной партии 1982 года.

ПРОХОДИМОСТЬ МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ МВУ-30 НА ТОРФЯНЫХ ПОЧВАХ

А.И.Бобровник, В.С.Чешун, И.А.Бендик (БПИ)

Одним из важнейших условий, которому должно удовлетворять базовое шасси для сельскохозяйственных работ - это обеспечение высокой проходимости на мелиорируемых землях, в том числе в ранне-весенний период на всех типах почв при выполнении сельскохозяйственных работ.

Наиболее полно указанному требованию удовлетворяет созданная в Белорусской ССР специальная самоходная машина для внесения минеральных удобрений МВУ-30.

Большие размеры шин (1800x1200 - 635) обуславливают большое пятно контакта и низкое давление на грунт 43...81 кПа и обеспечивают высокую проходимость разбрасывателя на слабонесущих почвах. Так, применение разбрасывателя МВУ-30 позволяет производить подкормку озимых на 5 дней раньше разбрасывателя КСА-3 и на 9

дней раньше I РМГ-4. При подкормке озимых ранней весной глубина колеи была до 5 см (высота почвозацепа), в то время как у КСА-3 на том же поле она была 27 см, а ходовая система разбрасывателя I РМГ-4 оказалась вовсе неработоспособной.

Наличие гидродинамической трансмиссии у разбрасывателя минеральных удобрений МВУ-30 позволяет значительно улучшить процесс трогания машины. Темп нарастания крутящего момента на полусах ведущих колес, замеренный экспериментально, даже при быстром включении муфты сцепления не превышает $23,9 \frac{\text{кН}\cdot\text{м}}{\text{с}}$, в то время как у трактора МТЗ-80 в аналогичных условиях - $90 \frac{\text{кН}\cdot\text{м}}{\text{с}}$, хотя номинальная мощность двигателя МВУ-30 в 2,6 раза больше, чем у МТЗ-80. Поэтому процесс трогания на торфяно-болотных почвах осуществляется безрыва верхнего наиболее прочного слоя, что в конечном итоге улучшает проходимость разбрасывателя. А при подкормке озимых культур в ранне-весенний период уменьшается повреждаемость растений.

Опыт эксплуатации разбрасывателя МВУ-30 на переувлажненных торфяниках ($W = 60...75\%$) показывает необходимость неполной загрузки машины минеральными удобрениями (4000...5000 кг). Полная загрузка (8000 кг) бункера машины при высокой влажности приводит к полной потере проходимости.

Давление воздуха в шинах задних ведущих колес является одним из основных факторов, влияющих на сопротивление качению и проходимость машины на торфяно-болотных почвах. Снижение внутрیشинного давления с 0,13 до 0,09 МПа позволяет на 29% снизить сопротивление качению при движении разбрасывателя МВУ-30 по слабее-сущим почвам. Кроме того, при этом снижается давление на почву и, что очень важно для повышения проходимости, коэффициент неравномерности распределения давлений приближается к единице.

Так как на самоходное шасси предусмотрено оборудование для внесения пылевидных известковых материалов, которые могут вноситься круглый год, то при экспериментальных исследованиях проверена возможность использования разбрасывателя МВУ-30 в зимних условиях. Выявлено, что при глубине снежного покрова, равной 0,35 м, буксование его составит 13%, максимальная скорость передвижения - 4,28 м/с (15,4 км/ч).

Проходимость машин в зимних условиях

Наименование показателей	МВУ-30	КСА-3	РМГ-4
	2	3	4
Средняя высота снежного покрова, м	0,35	0,35	0,35
Плотность снега, кг/м ³	270	270	270
Ширина колеи, м	1,143	0,635	0,733
Глубина колеи, м	0,157	0,224	0,200
Максимально-возможная скорость, км/ч	15,4	5,0	5,1
Буксование ведущих колес, %	13,0	59,0	50,0

Таким образом, самоходная машина для внесения минеральных удобрений МВУ-30 удовлетворяет агротехническим требованиям по проходимости и качественным показателям работы на почвах с малой несущей способностью.

ИСПЫТАНИЯ КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА КСК-100 С АВТОМАТИЧЕСКОЙ БЛОКИРОВКОЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛА

А.Т.Скойбеда, А.А.Боталенко, А.Г.Бондаренко,
М.В.Баршай, А.В.Пушкин (БПИ)

При работе сельскохозяйственных машин в полевых условиях важную роль играет блокирование дифференциала, так как при этом

сокращается раздельное буксование ведущих колес, а следовательно уменьшается общее буксование двигателя.

Особое значение имеет блокирование дифференциала для кормоуборочного комбайна КСК-100 в связи с тем, что нормальная нагрузка между ведущими колесами распределяется неравномерно. Так, например, при работе комбайна с жаткой для уборки трав нагрузка на правое колесо больше в 1,5 раза, чем на левое, а при работе с жаткой для уборки высокостебельных культур - в 1,7 раза.

Учитывая это, Белорусским политехническим институтом совместно с ПО "Гомсельмаш" был разработан механизм автоматической блокировки дифференциала (АБД), который постоянно удерживает дифференциал в заблокированном состоянии и разблокирует его только на поворотах или при достижении на полуосях ведущего моста разности крутящих моментов заданной величины. В конструкции предусмотрена также возможность принудительного блокирования дифференциала электрогидравлическим приводом, что позволяет в особо тяжелых условиях движения комбайна обеспечивать неограниченную величину коэффициента блокировки и полностью реализовать тяговые возможности обоих ведущих колес.

В сезон 1982 года три серийные комбайна КСК-100, оснащенные опытными образцами АБД, были подвергнуты лабораторным и полевым испытаниям.

В процессе лабораторных испытаний установлено, что суммарная касательная сила тяги комбайна благодаря АБД возрастает в зависимости от разности коэффициентов сцепления левого и правого колес до 6 кН, а при принудительном блокировании дифференциала тяговое усилие возрастает более чем на 15 кН.

Исследования, проведенные в полевых условиях, показали, что АБД практически всегда позволяет полностью реализовать тяговые

усилия ведущих колес. Потребность в принудительном блокировании дифференциала возникает крайне редко.

При работе комбайна на минеральных почвах при влажности 12-16% эффективность блокирования дифференциала, с точки зрения снижения общего буксования, незначительна и проявляется, главным образом, в результате разности нормальных нагрузок на ведущие колеса. С увеличением влажности почвы, а также на торфяниках, АБД снижает общее буксование на 15...20%, на переувлажненных почвах достигается снижение буксования на 30% и более, а с нагрузкой на криво - более чем в 2 раза.

Существенным образом улучшилась и проходимость комбайна. Причем потеря проходимости с АБД наступает только при буксовании обоих колес, в то время как без блокировки комбайн теряет проходимость, как правило, из-за буксования левого (менее нагруженного) колеса.

Во время полевых испытаний разработанный механизм АБД показал высокую работоспособность.

ВЛИЯНИЕ ЭЛАСТИЧНОГО ПРИВОДА В КОНЕЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ ТРАКТОРА "БЕЛАРУСЬ" НА БУКСОВАНИЕ ДВИЖИТЕЛЯ

А.Г.Скойбеда, А.И.Бобровник, В.Л.Николаевко,
П.А.Стецко (БНИ)

Тенденция развития современного тракторостроения идет по пути повышения энергонасыщенности тракторов.

Оснащение тракторов более мощными двигателями приводит к перегрузке узлов силовой передачи и увеличению буксования двигателя во время трогания и разгона, поэтому необходимо создавать устройства, позволяющие улучшить динамику разгона агрегата и тем

самым увеличить срок службы отдельных узлов и трактора в целом. Поэтому включение в силовую передачу энергонасыщенных тракторов упругих элементов представляет большую актуальность.

Известное устройство в виде упругого тягового крочка, установка которого позволяет снизить колебания вращения вала двигателя на 17-20%, степень загрузки двигателя на 9-11%, не решает вопрос снижения колебаний ведущего момента на ряде сельскохозяйственных операций.

Установка гидромеханических передач в непосредственной близости от двигателя повышает плавность хода трактора и хорошо защищает трансмиссию от неравномерности работы двигателя. Однако защита двигателя от буксования, вызываемого внешними факторами за счет постоянно меняющегося момента сопротивления и перекачивания самого трактора, происходит в недостаточной мере.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что на почве, подготовленной под посев, условия сцепления ведущих колес с почвой нестабильны, вследствие чего сцепные показатели задних ведущих колес трактора, имеющего эластичный привод, улучшаются по сравнению с серийной ходовой системой.

В условиях неравномерной твердости и уплотненности почвенного фона, на поле, подготовленном под посев, ведущие колеса с эластичным приводом лучше приспособляются к неравномерностям фона, при этом улучшается сцепление и, как следствие, уменьшается буксование.

На поле, подготовленном под посев, основные показатели тяговой характеристики при максимальной мощности на ведущих колесах с эластичным приводом повышаются и улучшаются в диапазоне исследуемых передач: по тяговой мощности на 10,8-12,2%; по скорости на 1,1-1,8%; по тяговому усилию на 7,0-9,2%; удельный расход топ-

дливается на 9-19,5%; буксование ведущих колес снижается на 6,5-8,0% (в абсолютном значении).

В результате приведенной энергетической оценки на пахоте отмечается незначительное повышение скорости и снижение буксования задних ведущих колес трактора с эластичным приводом, при этом снижается величина амплитуды колебаний крутящего момента на ведущих полуосях, что характеризуется уменьшением среднеквадратического отклонения на 26-27%, снижением коэффициента вариации среднеквадратического отклонения на 20-22%.

На культивации с эластичным приводом повышается скорость движения трактора, в зависимости от передачи от 5% до 12,7%, снижается буксование на 4% до 9,3% (в абсолютном значении), снижается величина среднеквадратического отклонения, в зависимости от передачи от 4% до 45%.

Улучшаются показатели при разгоне агрегата на ведущих колесах с эластичным приводом по сравнению с серийным приводом в зависимости от скорости. Это связано с уменьшением буксования двигателей, что характеризуется на пахоте снижением продолжительности разгона от 23,6% до 28%, снижением пути разгона от 23% до 28%, на транспортных работах - продолжительность разгона от 15% до 29%, пути разгона от 36,5 до 50%.

В БПИ совместно с МТЗ разработан макетный образец эластичного привода в конечной передаче трактора "Беларусь", который проходит заводские испытания.

О ВЛИЯНИИ ПОДАТЛИВОСТИ МЕХАНИЗМА ВКЛЮЧЕНИЯ МУФТЫ
СЦЕПЛЕНИЯ НА БУКСОВАНИЕ ВЕДУЩИХ КОЛЕС ПРИ РАЗГОНЕ
МАШИНО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Н.Д.Островерхов, П.А.Стецко, А.Д.Ефимов, В.А.Дьяченко
(Институт проблем надежности и долговечности машин
АН БССР)

Исследованием динамической нагруженности трансмиссии трактора МТЗ-80 установлено, что несмотря на одно и то же конструктивное исполнение, муфты сцепления имеют различные параметры. Это объясняется тем, что с целью исключения влияния допусков изготовления и монтажа, коэффициент запаса муфты сцепления задает в пределах $\beta = 2,2 \dots 3,1$.

Экспериментальный механизм включения муфты сцепления содержит упругий элемент. Изменением величины предварительного сжатия упругого элемента имеется возможность устанавливать требуемое значение коэффициента запаса муфты сцепления.

Испытания трактора проводились на гравийной дороге в агрегате с прицепом 2-ПТС-6 мод. ГKB 8526 общей массой 11930 кг на режимах разгона и последующего установившегося движения. При испытаниях изменялись темп включения муфты сцепления и величина предварительного сжатия упругого элемента; текущие значения крутящих моментов на валу муфты и полуосях, частоты вращения двигателя и трансмиссии, пройденного пути, усилия на педали включения муфты сцепления и отметок времени записывались на осциллографную ленту.

Исследованиями установлено, что в случае применения серийного механизма включения существует большая зависимость величины момента трения (M_t) и работы трения (L_T) муфты сцепления от темпа ее включения. Так, при быстром выключении ($t_{вкл} = 0,4 \dots 0,6$ с) M_t может достигать 500 Нм, а L_T не превышает 35 кДж. При мед-

ленном включении ($t_{вкл.} = 1,5 \dots 2,0$ с) M_T не превышает 320 Нм, а L_T достигает 100 кДж.

Экспериментальный механизм включения позволяет обеспечить однозначную регулировку всех муфт сцепления тракторов семейства "Беларусь". Рациональной может быть признана регулировка, при которой изменение момента трения муфты сцепления подчинено зависимости:

$$M_T = \begin{cases} \frac{0,75 M_{T \max}}{t_1} \cdot t, & \text{при } t \in [0, t_1], t_1 \in [0,20, 0,40]; \\ \frac{0,25 M_{T \max}}{t_2 - t_1} (3t_2 - 4t_1 + t), & \text{при } t \in [t_1, t_2], t_2 \in [(t_1 + 0,20), (t_1 + 0,40)]; \end{cases}$$

где: $M_{T \max}$ - максимальный момент трения муфты сцепления;

t_1 - время нарастания момента трения от 0 до $0,75 M_{T \max} / \omega$;

t_2 - время нарастания момента трения от 0 до $M_{T \max} / \omega$.

В этом случае опытный механизм включения муфты сцепления по сравнению с серийным допускает производить включение муфты сцепления с быстрым темпом ($t_{вкл.} = 0,4 \dots 0,8$ с), при этом соотношения работы трения и момента трения между экспериментальным и серийным механизмами будут следующие:

$$L_T^{оп.} = (1,0 \dots 1,1) L_T^{с.},$$

$$M_T^{оп.} = (0,75 \dots 0,80) M_T^{с.}$$

Таким образом, экспериментальный механизм позволяет при быстром включении муфты сцепления иметь динамическую нагруженность вала муфты на 20-25% ниже, чем при серийном механизме, что несмотря на 10% повышения работы трения, в целом положительно сказывается на долговечности муфты сцепления.

Однако, в случае применения экспериментального механизма, независимо от темпа включения муфты сцепления, наблюдается некоторое увеличение продолжительности буксования ведущих колес. Так, при медленном темпе включения муфты ($t_{вкл} = 1,5...2,0$ с) продолжительность буксования составляет $0,8...1,1$ с, а при быстром ($t_{вкл} = 0,4...0,6$ с) — $1,6...2,4$ с. Кроме того, при этом наблюдается и увеличение размахов колебаний крутящих моментов на валу муфты и на полуосях в 1,5–2 раза при протекании колебательного процесса с частотой 9 Гц.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВODOV САМОХОДНЫХ КОМБАЙНОВ

Н.Л.Островерхов, В.В.Михайлов (Институт проблем
надежности и долговечности машин АН БССР)

В настоящее время большинство исследований нагруженности трансмиссий мобильных машин посвящено работоспособности передач автомобилей и тракторов. В отличие от последних работа трансмиссии самоходного комбайна отличается от их конструкций отсутствием переключения передач на ходу машины, наличием гидростатической передачи, различными радиальными нагрузками на ведущие колеса.

В работе проведены исследования нагрузок на наиболее ответственных звеньях несущей системы ("подвески") и трансмиссии. Процессы, происходящие в приводе на установившихся и неустановившихся режимах функционирования описывались системами дифференциальных уравнений, решение которых осуществлялось методами численного интегрирования Рунге-Кутты и Хемминга на ЭВМ. При этом вначале решалась система уравнений "подвески", выходные параметры которой являлись входными параметрами при определении нагруженности в

трансмиссии.

В зависимости от состояния грунта в первой системе наиболее важным было определить радиальную податливость шин ведущих колес. При работе машины на деформированном грунте эта величина определялась как

$$E_{\Sigma} = E_{ш} + E_{г},$$

где $E_{ш}$ - податливость шины; $E_{г}$ - податливость грунта динамическая.

Для случая недеформируемого грунта значение E_{Σ} принималось равным $E_{ш}$.

Согласование блоков динамической модели "подвески" и трансмиссии производилось по следующим выражениям:

$$M = \begin{cases} P\psi z_k & - \text{колесо буксует;} \\ P_f z_k & - \text{колесо не буксует,} \end{cases}$$

где P - радиальная нагрузка в шине; z_k - динамический радиус качения колеса; ψ - коэффициент сцепления шины с грунтом.

Значения коэффициента сопротивления качению определялось: для деформируемого грунта

$$f = \frac{KV\sqrt{z_0}PE_{\Sigma}}{[z_0 - PE_{\Sigma}]},$$

для недеформируемого

$$f = \frac{KV\sqrt{z_0}PE_{ш}}{[z_0 - PE_{ш}]},$$

где z_0 - свободный радиус качения колеса; K - коэффициент, зависящий от состояния грунта, давления в шине, особенностей ее конструкции (для шин 530-610 значения K можно принять 0,3... 0,421).

Расчеты показывают, что величина динамической податливости

грунта может составлять до 10% от вертикальной податливости шпиль, что необходимо учитывать в расчетах.

Кроме того, различие в радиальных нагрузках на ведущие колеса приводит к неодинаковой нагруженности силовых ветвей (дисперсия крутящего момента может отличаться более чем в два раза), что доказывают экспериментальные исследования.

Значительной разгрузке дифференциального механизма будет способствовать оптимальный выбор параметров конструкции главной передачи, диаметров ползосей и жесткости зубчатого зацепления.

Полученные результаты исследований использованы при составлении нагрузочного режима для ряда деталей трансмиссии.

ОБОСНОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКОЙ БЛОКИРОВКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛА СЛЕДЯЩЕГО ТИПА

Н.Д.Островерхов, В.Ф.Король (Институт проблем
надежности и долговечности машин АН БССР)

Взаимодействие ведущих колес с грунтом определяется не только его физико-механическими свойствами, но и режимом работы дифференциального механизма. Режим работы определяет требования, предъявляемые к автоматически блокируемым дифференциалам (АБД), состоящим из обычного конического дифференциала и системы регулирования. Система регулирования АБД должна обеспечивать как высокие тягово-сцепные качества трактора, так и наименьшую нагруженность трансмиссии. Эти требования обеспечиваются следящим принципом регулирования за счет связи чувствительных элементов системы с ведущими колесами трактора; необходимо применить обратную связь, поддерживающую определенное время заданное давление в муфте блокирования АБД.

Существующие АБД с постоянным моментом трения не удовлетворяют этим требованиям, что вызвало необходимость создания АБД следящего типа с переменным моментом трения.

В настоящий момент такие устройства не созданы, но имеется самоблокирующиеся дифференциалы с гидравлическим сопротивлением, работа которых выражается аналитически (I)

$$P_k = 2G_k \varphi + A \omega_{\text{отн}} / V_2, \quad (I)$$

где G_k - вес, приходящийся на колесо с меньшим коэффициентом сцепления φ ; $M_{\text{тр}} - A \omega_{\text{отн}}$ - момент трения дифференциала; V_2 - динамический радиус.

Выражение (I) показывает, что при переменных значениях $M_{\text{тр}}$, зависящего от относительной угловой скорости ведущих колес $\omega_{\text{отн}}$, обеспечиваются максимальные тяговые усилия трактора. Это же подтверждается экспериментально, так как при разнице коэффициентов сцепления $\Delta \varphi = 0,1$, $\omega_{\text{отн}} = 1,5$ рад/с, $P_k = 6$ кН, а при $\Delta \varphi = 0,2$, $\omega_{\text{отн}} = 1,5$ рад/с, $P_k = 8$ кН. Но такой принцип изменения момента трения вызывает автоколебательный режим работы АБД, поэтому не может быть использован в предлагаемом устройстве. С другой стороны, постоянство момента трения приводят к дополнительной нагруженности трансмиссии. В связи с этим были проведены экспериментальные исследования с трактором МТЗ-80 с целью выявления распределения крутящих моментов по ведущим колесам моста при значениях давления в муфте блокирования АБД на некоторых фонов. По результатам экспериментальных исследований построены гистограммы распределения крутящих моментов, приведенные в работе (2). В соответствии с полученными гистограммами и методикой, изложенной в работе (3), был проведен расчет долговечности деталей трансмиссии трактора при переменном и постоянном давлении в муфте блокирования.

Мерой накопленных усталостных повреждений является:

$$\frac{t_i \sum_{M=0}^{M_{max}} N_i M_i^m f(M) \Delta M}{t_{j1} \sum N_{j1} M_{j1}^m f(M) \Delta M + t_{j2} \sum N_{j2} M_{j2} f(M)_{j2} \Delta M}, \quad (2)$$

t_i - время работы АБД с постоянным давлением в муфте; N_i, M_j - случайные значения крутящих моментов на ведущих колесах при $M_{ip} = const$ и $M_{ip} - Var$, $f(M)_{i,j}$ - плотность вероятности крутящих моментов, ΔM - прирост крутящих моментов при переменной нагрузке.

Из расчетов по выражению (2) видно, что при АБД с переменным моментом трения можно увеличить долговечность конечных передач трактора в 1,2...1,3 раза по сравнению с АБД с постоянным моментом трения. По этому принципу был изготовлен и экспериментально исследован АБД с переменным моментом трения, описанный в работе (4). Исследования подтвердили работоспособность системы регулирования и соответствие предъявляемым требованиям.

В ы в о д ы

1. Существующие автоматические блокировки дифференциала не отвечают требованиям, предъявляемым к ним, что указывает на необходимость создания АБД с переменным моментом трения.

2. Автоматические блокировки дифференциала с переменным моментом трения позволяют не только повысить тягово-сцепные свойства, но также увеличить долговечность конечных передач в 1,2...1,3 раза в сравнении с АБД постоянного момента трения.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТИПОРАЗМЕРОВ ШИН, А ТАКЖЕ
ОДВОЕННЫХ КОЛЕС НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ
ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРОВ С-Х. НАЗНАЧЕНИЯ

М.Сходник (БИМСХ)

В настоящее время на пропашные колесные тракторы и колесные с-х. тракторы общего назначения предусматривается установка различных типоразмеров шин (например на трактор МТЗ-142 предусматривается установка трех типоразмеров шин: 15,5 R 38; 18,4 R 34; 11,2 - 42 или одвоенных колес (например для трактора Т-150К). В первом случае это делается, чтобы обеспечить проходимость трактора в междурядьях, во втором - для повышения тягово-динамических качеств. Указанные варианты двигателей обладают различными нормальными и тангенциальными податливостями, различны у них также моменты инерции. Эти обстоятельства приводят к изменению параметров динамической схемы трактора с различными типами двигателей, что в большей или меньшей степени должно сказаться на нагруженности трансмиссии.

На первом этапе настоящих исследований экспериментально определены податливости и моменты инерции колес тракторов Т-150К и МТЗ-142. Для этого на обжимном стенде I (рис. I) устанавливалось колесо 2 вместе со ступицей 3 и нагружалось нормальной нагрузкой согласно указаниям завода изготовителя. Индикатором замерялось давление в шине - до и после эксперимента.

К ступице колеса, для создания нагружающего момента был прикреплен рычаг 4 в горизонтальном положении, на конце которого навешивались грузы 5. Здесь же устанавливался жидкостный угломер 6, с помощью которого фиксировались отклонения рычага от горизонтали по мере прибавки груза.

Промежуточные отклонения рычага фиксировались до момента полной пробуксовки колеса.

Для каждой шины с определенным давлением подочитывалась податливость, как отношение угла закрутки колеса, выраженного в радианах, к единице нагрузки.

По ходу эксперимента было установлено, что податливости шин разных типоразмеров, с разным давлением отличаются друг от друга.

Податливости шин $15,5 R38$ и $18,4 R34$ сошлифованы по своему значению и отличаются друг от друга на 5%. Податливость шин $11,2-42$ отличается от вышеназванных на ок.40%. Момент инерции сдвоенных колес Т-150К увеличивается в два раза, а, следовательно, податливость в два раза уменьшается.

В итоге эксперимента для каждого колеса определялся момент инерции по методу качения. По результатам проведенных исследований оставлены динамические схемы перечисленных выше тракторов. Динамические схемы были упрощены до определенных размеров. Затем по методу динамических аналогий составлялись электронные модели тракторов. В конечном счете с помощью электронных моделей, перенесенных на аналоговые вычислительные машины, мы можем рассчитать динамические нагрузки в трансмиссии тракторов в зависимости от разных типоразмеров шин.

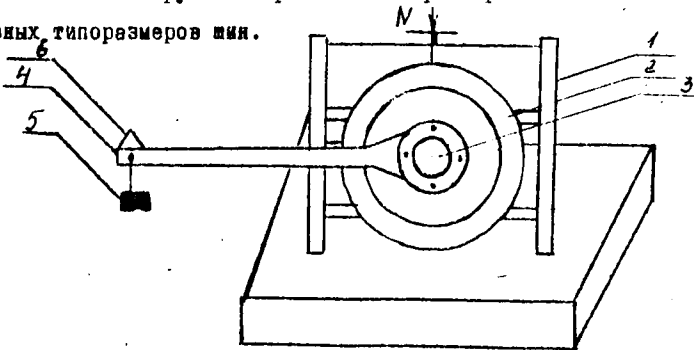


Рис.1 Схема установки для замера податливостей шин

ПОВЫШЕНИЕ ПРОХОДИМОСТИ ТРЕЛЕВОЧНОГО
ТРАКТОРА ТТ-4М

М.Е.Минченко (АТЗ)

В связи с механизацией лесозаготовок и ужесточением требований к стабильности работы механизированных бригад проблема проходимости трелевочного трактора и машины на базе его шасси в условиях лесосеки стала весьма актуальной. Поэтому при создании конструкции новой модели трелевочного трактора Алтайского тракторного завода проводились целенаправленные работы по максимально возможному повышению проходимости нового трактора ТТ-4М относительно предшествующей модели - трактора ТТ-4.

Кроме общепринятых показателей, характеризующих проходимость тракторов:

- среднего удельного давления на грунт;
- размера дорожного просвета;
- удельной мощности;
- распределение веса по осям катков;
- массы трактора,

для тракторов, работающих в лесосеках, существенно влияют на проходимость следующие показатели и факторы:

- форма дорожного просвета в поперечном и продольном направлениях;

- защищенность трактора и его элементов от попадания и накопления грунта и порубочных остатков;

- возможность использования лебедки для самовытаскивания трактора и повторных подтаскиваний пакета деревьев после отбрасывания его со шита при потере подвижности трактора;

- эффективность работы ходовой системы в окружении препятст-

вий и вязкого грунта (исключение сходов катков с гусениц и самоочистка ходовой системы);

- возможность изменять положение центра масс на ходу трактора.

Воздействие на проходимость трактора осуществлялось путем:

- изменения общей компоновки, в результате чего продольная координата центра массы увеличилась и переместилась в оптимальную зону, а также увеличилось углы въезда и съезда;

- уменьшения сопротивления перемещению трактора за счет конструктивного изменения системы и остова, улучшения формы поперечного и продольного абриса дорожного просвета;

- улучшения сцепных качеств и надежности двигателя изменениями конструкции звеньев гусениц, их комплектования в цепи, формы обвода и увеличения опорной площади двигателя.

Проводились также работы по приданию соприкасающимся с грунтом частям трактора обтекаемых форм, уменьшению фактической эксплуатационной массы трактора путем предотвращения или уменьшения забиваемости грунтом и порубочными остатками элементов и систем, улучшению функционирования систем связки при работе на уклонах.

Сложность работ по повышению проходимости усугублялась тем, что целью было существенное повышение проходимости новой модели по сравнению с трактором-предшественником, но при этом масса новой модели заметно превышала массу предшественника вследствие применения кабины со встроенным каркасом безопасности и систем жизнеобеспечения, общего усиления трактора в связи с повышением грузоподъемности и увеличением опорной поверхности двигателя.

Реализация в конструкции нового трактора ТТ-4М мероприятий

по повышению проходимости обеспечила в сравнении с трактором ТТ-4 снижение удельного давления на грунт на 5%, уменьшение сопротивления движению в среднем на 55%, увеличение высоты преодолеваемого препятствия на 13% и глубины снежного покрова на 8%. Темп колееобразования груженого трактора ТТ-4М при больших его массе и полезной нагрузке не превышает темпа колееобразования трактора ТТ-4.

Расчетные данные по определению сопротивлений движению трактора подтверждены данными опытно-эксплуатационных проверок.

По оценке механизаторов и специалистов леспромхозов проходимость новых тракторов значительно улучшилась.

ОСОБЕННОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С ПОЧВОЙ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С-Х. ТРАКТОРОВ

М.И.Ляско (НПО НАТИ)

Особенности взаимодействия с почвой гусеничного движителя с-х.тракторов вытекают из необычности условий их функционирования, заключающейся в том, что опорная поверхность является оложнейшей биологической средой, обладающей бесценным для человечества свойством - плодородием. Неучет этого обстоятельства и отношение к почве только как к среде, обеспечивающей реализацию тягового усилия трактора и функцию несущего основания, приводит к тяжелым отрицательным последствиям - переуплотнению, разрушению структуры почвы, эрозии, ухудшению плодородия и снижению урожайности с-х. культур.

В докладе проанализированы последствия УВП (уплотняющего воздействия на почву движителей с-х.тракторов), сформулированы ограничительные условия оптимального функционирования системы

"двигатель-почва" и обоснован критерий для оценки этого функционирования. Исходя из выбранного критерия, установлены общие требования к конструкции гусеничного двигателя и определено влияние его параметров на УВН.

Необходимость уменьшения деформации почвы двигателем предъявляет особые требования и к тягово-сцепным свойствам с.-х. трактора, в первую очередь, по снижению буксования. Из чего следует, что конструкция двигателя должна обеспечивать как можно более пологое протекание кривой буксования. Проведенный анализ взаимодействия двигателя с почвой показал, что этого можно добиться за счет, например, выбора оптимальных соотношений между геометрическими параметрами гусеницы, уменьшения энергоемкости внедрения зацепов и др. Доказана эффективность расчленения зацепов звена гусеницы на ряд отдельных зубьев. В заключение приводится методика определения параметров гусениц с.-х. тракторов.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

А.А.Привалов, И.Ф.Мошкин, А.Ф.Мут, В.Н.Кичев
(УралНИИС НАТИ)

Ходовые системы существующих тракторов оказывают уплотняющее воздействие на почву, снижают ее плодородие, нарушают растительный покров. Высокие удельные давления, динамическое приложение нагрузок ухудшают проходимость и тягово-сцепные свойства трактора.

Одним из путей уменьшения максимальных удельных давлений является увеличение ширины и шага звена гусеницы. Внедрение указанных мероприятий увеличивает динамическую нагруженность трак-

тора в силу специфического характера работы гусеничного сцепления.

Динамические нагрузки, действующие в ходовой системе и трансмиссии трактора, можно уменьшить за счет применения демпфирующих элементов в приводе ведущих колес.

На Уральской научно-исследовательской испытательной станции НАТИ проводятся исследования гусеничного трактора класса 3 т с различными вариантами ходовой системы.

Целью исследований является:

- 1) оценка тягово-сцепных свойств трактора с двумя вариантами гусениц: серийной и опытной уширенной с увеличенным шагом;
- 2) выявление влияния демпфера в приводе ведущих колес на тяговые показатели и нагруженность трактора.

Методикой экспериментальных исследований предусмотрена регистрация моментов на ведущих колесах, нагрузки на криво, растягивающих усилий в гусеничном обводе, нормальной реакции почвы на опорную поверхность звена, частоты вращения ведущих колес и пройденного пути.

По предварительным данным применение опытной гусеницы позволило:

- 1) уменьшить коэффициент концентрации удельных давлений под опорными катками на 15-27% за счет увеличения опорной поверхности гусеничного движителя и более равномерного распределения нормальных давлений по длине опорной поверхности;
- 2) переместить зону минимальных значений коэффициента сопротивления движению в сторону больших нагрузок.

В процессе исследований выявлено:

- 1) увеличение шага звена ведет к росту динамической нагруженности трактора;

2) применение демпфера жесткостью 0,175 кН.м/рад позволяет уменьшить амплитуду колебаний среднего суммарного момента на ведущих колесах и растягивающих усилий в гусеничном обводе на 7-15%.

В последующих исследованиях выявлено влияние параметров демпфера на нагруженность и тяговые показатели трактора.

На основании результатов исследований разрабатываются рекомендации.

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИКИ НАГРУЖЕНИЯ БУЛЬДОЗЕРА НА ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ НАПРАВЛЯЮЩЕГО УЧАСТКА ГУСЕ- НИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С ГРУНТОМ

А.Г.Карлов, В.Н.Кычев (УралНИИС НАТИ)

В современном тракторостроении наблюдается тенденция к повышению тягово-цепных свойств трактора путем использования в качестве опорных направляющих колес гусеничного движителя. При таком расположении направляющих колес в зоне направляющего участка движителя происходят значительные деформации грунта, обусловленные процессом укладки звеньев гусеницы на опорную поверхность. Это увеличивает потери мощности, вызванные дополнительным сопротивлением качения направляющего колеса и переднего опорного катка по укладываемым звеньям. Величина этого сопротивления зависит от весовой нагрузки на передние катки, типа опорного механизма и характера изменения внешних сил, действующих на трактор.

На Уральской научно-исследовательской испытательной станции НАТИ проводятся исследования трактора Т-130 с целью изучения влияния динамики нагружения трактора при выполнении бульдозерных работ на мощностной баланс и КПД гусеничного движителя.

На основании проведенных исследований работы трактора с буль-

дозерным оборудованием на траншейной разработке грунтов установлено:

1. Регулирование тягового усилия бульдозера сопровождается значительными знакопеременными нагрузками, действующими на штоки силовых гидроцилиндров управления бульдозером со стороны отвала и грунта. Однако большую часть времени работы бульдозера штоки гидроцилиндров подвергаются растяжению.

2. Наиболее сложным и тяжелым режимом нагружения бульдозерного агрегата в реальных условиях эксплуатации является принудительное выглубление отвала бульдозера. Под воздействием реакций разрыхляемого грунта через систему, образованную отвалом, толкающими брусками и штоками гидроцилиндров, центр давления трактора смещается вперед по ходу движения агрегата.

3. На передние опорные катки и направляющие колеса в процессе выглубления отвала бульдозера приходится до 30% весовой нагрузки от тракторного агрегата.

4. В реализации вертикальной составляющей результирующей силы, действующей на передний каток, отмечена периодическая неравномерность нагрузки с периодом изменения, равным времени движения трактора на пути одного звена гусеницы, и амплитудой 7...9 кН.

5. Горизонтальная нагрузка, вызванная дополнительным сопротивлением качения переднего опорного катка по гусенице, изменяется от 0 до 13...15 кН. Величина этой нагрузки зависит от веса агрегата, передаваемого катком на гусеницу.

В результате теоретических исследований предложен аналитический метод описания кинематики звеньев гусеницы, укладываемых на грунт. Определены вертикальная и горизонтальная скорости нарастания деформации грунта грунтозацепом.

По результатам теоретических и экспериментальных исследований разрабатываются рекомендации по повышению КПД гусеничного двигателя.

РАБОТЫ ВНИИПТ ПО ИЗУЧЕНИЮ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГУСЕНИЧНОГО ХОДА С ТОРФЯНОЙ ЗАЛЕЖЬЮ

С.С.Корчунов, О.Н.Абакумов, В.Г.Селеннова
(Ленинград, ВНИИ торфяной промышленности)

Работы выполнялись отделом Физики торфа в 70-х годах на торфопредприятиях ПО Ленторф. Предусматривалась отработка методов и средств оценки торфяного основания и экспериментальное определение показателей взаимодействия гусеничного хода и основания: несущей способности залежи, коэффициента сопротивления движению, коэффициентов сцепления и сопротивления повороту, а также оценка проходимости гусеничных машин по торфяному основанию. Для этих работ было спроектировано и изготовлено экспериментальное ходовое оборудование с изменяемыми параметрами, оснащенное тензометрическим и другим необходимым измерительным оборудованием.

Получены эмпирические зависимости коэффициента сопротивления движению от давления под опорной поверхностью и несущей способности залежи под ней с учетом конструктивных особенностей гусеничного хода. Определены оптимальные и максимальные значения коэффициента сцепления гусеничного хода с торфяной залежью, а также величины коэффициента сопротивления повороту и даны рекомендации для выбора основных элементов гусеничного хода машин, работающих в различных условиях осушенной торфяной залежи.

Разработаны способы и средства для оценки осушенной торфяной залежи, как основания для передвигающихся торфяных машин.

Предложенные показатели в сочетании с экспериментально определенными коэффициентами взаимодействия гусеничного хода и торфяного основания могут быть использованы для инженерного расчета основных элементов гусеничного хода торфяных машин.

Предложены показатели проходимости гусеничных машин по осушенной торфяной залежи и комплексный показатель проходимости, учитывающий основные параметры машины и основания, а также показатели взаимодействия его с гусеничным ходом. Определен диапазон изменения величины комплексного показателя проходимости по осушенной торфяной залежи с установлением категорий проходимости, что позволяет оценивать возможности существующих и назначать параметры для проектируемых торфяных машин. Намечены пути повышения проходимости торфяных машин за счет развития периметра опорной поверхности и применения сочлененных агрегатов.

К МЕТОДИКЕ ОЦЕНКИ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ (ТСС) ГУСЕНИЧНЫХ МЕЛИОРАТИВНЫХ ТРАКТОРОВ ПРИ ТРОГАНИИ И РАЗГОНЕ

А.П.Ляхов (БИМСХ)

Актуальность оценки ТСС мелиоративных МТА при трогании и разгоне определяется тем, что во многих случаях повышенное буксование гусениц при недостаточном сцеплении с почвой, имеющей незначительную прочность, приводит к потере проходимости агрегата. Поэтому данные о характере изменения и значениях показателей ТСС позволяют целенаправленно воздействовать на соответствующие параметры, определяющие динамику процесса трогания и разгона с целью улучшения сцепных свойств движителя и снижения буксования гусениц.

Общепринятым обобщенным показателем тягово-сцепных свойств трактора при установившемся движении является КПД его ходовой части, которым учитываются потери на буксование и сопротивление перекатыванию при определенном значении коэффициента сцепления двигателя с почвой.

Однако, как показывают результаты специальных исследований, значение составляющих КПД ходовой части и методы их определения при трогании и разгоне в значительной степени отличаются от таковых при установившемся движении. Это является следствием кратковременности и динамичности процесса трогания и разгона, при котором имеют место переходные процессы в трансмиссии и ходовой части трактора, взаимодействующей с почвой.

Значение показателей ТСС зависит от динамичности разгона, который характеризуется значениями ускорения поступательно движущихся и вращающихся масс трактора, а следовательно и сил инерции. Ускорение и силы инерции изменяются от нулевого значения в момент трогания до некоторого максимума, с последующим уменьшением до нуля по окончании разгона. Силы инерции в этом случае входят составляющими в баланс сил сопротивления передвижению, для преодоления которых в контакте двигателя с почвой реализуется большая по сравнению с установившимся движением касательная сила тяги, а гусеницы имеют повышенное буксование.

Для реализации указанной силы тяги к валам ведущих звездочек подводится крутящий момент, максимальное значение которого зависит от продолжительности (темпа) включения муфты сцепления (МС) и тяговой нагрузки.

По значению максимального крутящего момента определяется значение касательной силы тяги $P_k \text{ дин}$ и коэффициент сцепления $\zeta_{сц} \text{ дин}$ гусениц с почвой, а буксование гусениц определяет-

ся по максимальному значению скольжения звеньев опорной ветви гусениц, которое замеряется при трогании и разгоне.

Коэффициент сопротивления перекачиванию агрегатов определяется с учетом максимального значения сил инерции и сопротивления перекачиванию трактора при разгоне. Следовательно, оценочными параметрами ТСС гусеничных меллоративных тракторов при трогании и разгоне являются:

- $f_{дин}$ - динамический коэффициент сопротивления перекачива-
 $У_{сц. дин}$ ния;
 \downarrow
 - динамический коэффициент сцепления;
 β_{max} - максимальное буксование гусениц.

Эти показатели должны определяться с учетом темпа включения МС и динамичности нагружения почвы двигателем.

По значениям указанных показателей можно определить динамический КПД ходовой части трактора.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОЧВЕ ПОД ГУСЕНИЦАМИ С-Х. ТРАКТОРОВ

Е.В.Рубенчик (НПО НАТИ)

В докладе представлены результаты анализа существующих методик расчета контактных давлений под гусеницей трактора. Показаны основные их недостатки, которые не позволяют определять параметры с-х. тракторов с допустимыми по агропотребованиям воздействием на почву.

Предлагается новая методика определения контактных давлений гусениц на почву, исходя из теории и расчета балок на упругом основании с допущениями, обоснованными спецификой работы гусеничного двигателя. Методика позволяет определить величину максималь-

ного давления в зависимости от режима работы трактора, шага гусеницы, количества опорных катков и типа подвески. На основании предлагаемой методики проведен анализ контактных давлений и даются рекомендации по их снижению.

Методика апробирована в лабораторных и полевых условиях на серийных и опытных образцах с.-х. тракторов.

Проводятся также основные методические положения методики экспериментального определения контактных давлений, включающие требования к испытуемым объектам, датчикам, месту проведения, а также указания по обработке результатов.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОХОДИМОСТИ МЕДИОРАТИВНЫХ МАШИН

Г.В.Рудаковский, В.Г.Карпух, В.И.Титов (БелНИИМВХ)

Проходимость гусеничных мелиоративных машин по грунтам с малой несущей способностью является определяющим фактором их работоспособности. Основными показателями, оценивающими гусеничные машины с этой точки зрения проходимости, являются величина и характер распределения нормальных удельных давлений вдоль опорной поверхности, с одной стороны. С другой – результат взаимодействия ходовой системы с грунтом (глубина осадки опорных элементов движителя).

Традиционным способом замера фактических значений удельных давлений можно считать применение тензометрического звена гусеничной ленты. Этот способ предусматривает дополнительную специальную подготовку движителей исследуемой машины (изготовление тензопальцев, установку токосъемников, демонтаж и монтаж ходовых систем и др.). В целом испытаниям подвергается одна, специаль-

но подготовленная для этого машина.

В последнее время находят применение и используются приборы (мездозы), которые позволяют оценить характер взаимодействия гусеничных движителей с грунтом любой машины, при выполнении технологических операций и непосредственно на месте производства работ.

Мездозы устанавливаются автономно, независимо от ходовых устройств, и позволяют определять напряжения как на контакте гусеницы с грунтом, так и по глубине залежи.

При этом сформулированы основные требования к мездозам подобного типа: стабильность показателей и постоянство тарировочной кривой во времени, герметичность, миниатюрность, надежность, простота и удобство проведения экспериментов. БелНИИМХ разработал конструкции мездоз для определения в полевых условиях нормальных давлений гусеничных машин на грунт.

В комплект используемой аппаратуры входят: упругие измерительные преобразователи (мездозы), усиливающий блок (тензометрический усилитель) и регистрирующий блок (светолучевой осциллограф). Исходя из выдвинутых требований, была разработана методика проведения опытов в полевых условиях. Перед проведением опытов производится качественная оценка выбранных площадок (определяются: толщина дернины, глубина торфяной залежи, ее физические свойства, уровень грунтовых вод). Мездозы закладываются по оси движения гусеницы на глубину 0,07-0,1 м. Установка мездоз (диаметр мездозы 35 мм, толщина 7 мм) осуществляется из шурфа специальным держателем по предварительно дренированному горизонтальному каналу. Одновременно с измерением давлений методом нивелирования продольной базы определяется положение исследуемой машины относительно горизонта. Глубина погружения гусеницы в любой точке

контакта с грунтом определяется расчетом. Расшифровка осциллограмм выполняется известными методами, используя данные тарировки.

Используя данную методику, на протяжении ряда лет проведены измерения удельных давлений дренажного экскаватора ЭТЦ-202А, дренажного комплекса МД-4, МД-5, каналокопателя ЭТР-172, траншекопателя ТНН-120 с трактором Т-100 МБГС, каналокопателя ЭТР-124.

О ЗАВИСИМОСТИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЕРЕКАТЫВАНИЮ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ С БАЛАНСИРНЫМИ ПОДВЕСКАМИ

В.А.Колос (ЦНИИМЭСХ)

Основными источниками сопротивления перекатыванию гусеничных тракторов являются внешние деформативные потери в сминаемом почвогрунте, зависящие от нормального давления на него движителя, и внутренние потери в самом движителе. В настоящее время давление на почву тракторов типа Т-74 и ДТ-75 (44-45 кПа) принято считать обеспечивающим как сохранение плодородия полей, так и хорошие тягово-сцепные качества и проходимость тракторов. Однако у перспективных скоростных гусеничных тракторов увеличилась масса при незначительном изменении элементов движителя, определяющих его взаимодействие с почвой. Энергонасыщенная модель, созданная на базе ДТ-75, трактор ДТ-75С имеет эксплуатационную массу уже на 20-25% больше, а среднее нормальное давление (при использовании унифицированной гусеницы для тракторов класса 30 кН) на 15-20% выше, чем его предшественник. Поэтому можно предположить, что из-за увеличения нормальных нагрузок и рабочих скоростей значительно возрастет общее сопротивление перекатыва-

ний трактора. Вместе с тем, исследования тяговых свойств опытных образцов ДТ-75С показали, что коэффициент сопротивления передвижению в области номинальных нагрузок на кривке остался в среднем на уровне ДТ-75. Так как потери в двигателе возросли (масса и скорости его деталей стали больше), значит изменились затраты на преодоление внешних сопротивлений. Это подтверждает данные о том, что определяющими в колееобразовании и возникновении внешних сопротивлений перекачиванию трактора с балансирной подвеской являются не средние, а максимальные нормальные давления двигателя на почву и характер их распределения по его длине в зависимости от кривковой нагрузки.

На основе этих положений получены аналитические выражения для максимальных нормальных давлений на активно-опорных участках под катками от усилия на кривке трактора с балансирной подвеской в агрегате с прицепной машиной.

Затем, в предположении, что процессы деформации почвы штампом и звеньями гусеницы под катками идентичны по энергозатратам, выведены зависимости сопротивления, возникающего от уплотнения почвы активно-опорными участками, в функции тягового усилия. Расчеты по этим зависимостям показали, что сила внешнего сопротивления передвижению трактора ДТ-75 с ростом тяги на кривке возрастает, что согласуется с данными испытаний, в то время как у ДТ-75С она имеет экстремальный характер с минимумом в области тяговых нагрузок 20-30 кН. Кроме того, при номинальных нагрузках расчетная сила сопротивления у ДТ-75 на 5-10% больше. Указанные зависимости и известные методы определения потерь в двигателе позволили получить аналитические выражения для внутренних сопротивлений на ведущем, ведомом и опорном участках и затем - для суммарной силы сопротивления перекачиванию. Расчетный коэффициент

сопротивления передвижению трактора ДТ-75С в диапазоне скоростей 1,28-3,0 м/с и усилия на кривке 30-35 кН составляет 0,072-0,095, а КПД, учитывающий потери мощности, находится в пределах 0,84-0,82.

Экспериментальное определение показателей, характеризующих передвижение трактора с тяговой нагрузкой на различных скоростях, было проведено на макете агрегата, состоящего из трактора ДТ-75С и загрузчика УЗ-1, разработанного в ЦНИИМЭСХ. Опыты на стерне заключались в снятии серии тяговых характеристик путем регистрации моментов на звездочках, частот их вращения, тягового усилия и скорости трактора. Результаты показали, что разработанная методика расчета сопротивлений передвижению тракторов с балансирными подвесками может использоваться для практических целей.

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ГУСЕНИЧНОГО ХОДА МЕДИОРАТИВНЫХ МАШИН

В.А.Бородкин (ЦНИИМЭСХ)

Для оценки и прогнозирования влияния эксплуатационных факторов в системе "рабочий орган-гусеничная машина-опорная поверхность" на общую работоспособность машины необходимо представить определяющие показатели и разработать методику их нахождения.

Дискретная оценка качественного признака - работоспособности предопределялась разработкой частных критериев: проходимости, тягово-сцепных и маневренных свойств, в основу получения которых положено условие необходимости и достаточности характеристик: физико-механических свойств грунта, взаимодействия движителя с грунтом, движителя.

Проходимость болотоходной машины, т.е. ее способность к движению по слабонесущим грунтам.

$$\Pi_1 = 1 - \frac{h}{h'}$$

где h - осадка гусеницы, которая зависит от механических свойств залежи, а также размеров опорной поверхности;
 h' - максимально возможная глубина колеи, преодолеваемая двигателем.

Показатель тягово-сцепных свойств машины (ТСС) в движении по прямой характеризует максимально-возможную величину круговой тяги

$$\Pi_2^0 = \frac{P_{кр}(чоек)}{G} = \psi - f.$$

Показатель маневренных свойств (МС) машины отражает тяговое качество при повороте, если она движется с максимальной круговой нагрузкой $P_{кр}'$

$$\Pi_3 = \frac{P_{кр}'}{G},$$

и кинематическое свойство к повороту без круговой тяги, представленное в виде отношения теоретического радиуса поворота к действительному

$$\Pi_3' = \frac{R_1}{R}.$$

Пронормируем полученные частные характеристики. Показатель ТСС разделим на ψ

$$\Pi_2 = 1 - \frac{f}{\psi}.$$

С этой же позиции исходим, нормируем показатель МС,

$$\Pi_3 = \frac{P_{кр}'}{P_{кр}^0},$$

где $P_{кр}^0$ - максимальное значение круговой нагрузки без учета сопротивления перекачиванию машины.

Показатель работоспособности тяговой ободоходной машины
(трактора, тягача)

$$П = \sqrt[3]{П_1 \cdot П_2 \cdot П_3}$$

или

$$П = \sqrt{П_1 \cdot П_2 \cdot П_3'}$$

без кружкового сопротивления на повороте, либо

$$П = \sqrt{П_1 \cdot П_3'}$$

для машины, работающей без кружковой нагрузки.

Если работоспособность трактора, тягача рассматривается в зависимости его проходимости, то обобщенный показатель ТСС двигателя при работе по прямой и на повороте имеет вид

$$П_T = \sqrt{П_2 \cdot П_3}$$

Изложенная методика проверена экспериментально с помощью полевой установки; на тракторах Т-150, Т-100МБ, Т-130Б, Т-130Б с гусеницами шириной 1200 мм; на опытных четырехгусеничных образцах одноковшового эокаватора и трактора.

С целью повышения работоспособности меллиоративных машин получены рекомендации по изменению параметров двухгусеничных ходовых устройств, а также характеристики четырехгусеничных двигателей, на основании которых разработаны утвержденные агротехнические требования на четырехгусеничный меллиоративный трактор.

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА С НЕРОВНОСТЯМИ ВОЛОКА

А.В.Луков, В.А.Симанович, П.Ф.Рудницкий (БТИ им.С.М.Кирова)

Эксплуатация специальных колесных тракторов в лесных условиях требует изучения их взаимодействия с неровностями волока.

Проходимость колесных машин должна производиться с учетом

динамического взаимодействия колесного трактора с неровностями волока. При определении критериев проходимости для лесных машин не учитываются особенности динамических воздействий колесного двигателя на грунт.

Для лесных условий особый интерес представляет критерий образования колеи, представляющий отношение несущей способности грунта к удельному давлению колес трактора на опорную поверхность.

Несущую способность грунта можно представить в виде некоторой постоянной величины, которая зависит от физико-механических свойств грунта.

Удельное динамическое давление от двигателя на грунт определялось как отношение динамической нагрузки на площадь контакта шины с поверхностью.

При определении расчетного удельного давления колес трелевочного трактора учитывалось давление воздуха в шинах, нагрузка на колеса, тяговое усилие в канате и способ подвеса пачки хлыстов к оборудованию трактора.

Была произведена оценка показателей динамического взаимодействия колесного тягача с неровностями лесных волоков при различных конструктивных схемах подвеса пачки хлыстов.

Как показали экспериментальные исследования, удельное динамическое давление непостоянно по своей величине и колеблется в определенных пределах. Колебания удельного давления вызваны колебаниями тягового усилия в канате трактора в процессе движения по микронеровностям лесных волоков, причем пиковые значения изменяются с большей частотой для трелевочного волока. Колебания нагрузки в тяговом канате вызывают колебания двигателя трактора, вследствие чего почва разрушается при меньших значениях касе-

тельной силы тяги. Колебания двигателя и тягового усилия по частоте возрастают с увеличением давления воздуха в шине, т.е. процесс колееобразования становится более интенсивным.

Введение в тяговый канат упругих элементов позволяет уменьшить типовые значения динамических нагрузок на поверхность на 10-15% на трелевочном волокне и 8-10% на лесной дороге.

Оценку проходимости колесных трелевочных тракторов необходимо производить комплексно с учетом динамического взаимодействия колес с неровностями волокна, а также влияния поддрессоривания осей и технологического оборудования трактора.

РАСЧЕТНАЯ МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ДИНАМИКИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННЫХ РАБОТАХ ПРИ СЛУЧАЙНОМ ИЗМЕНЕНИИ ТЯГОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

С.П.Судиловский (БТИ им.С.М.Кирова)

Случайный характер внешних воздействий на трактор при выполнении лесохозяйственных работ требует особого подхода к расчету вертикальных колебаний машинно-тракторного агрегата (МТА). Ввиду постоянно меняющегося микропрофиля пути происходит перераспределение нагрузок по осям, что равнозначно проезду неровностей. Кроме того, случайный характер изменения тягового сопротивления, состоящий из непрерывного ряда отдельных гармонических колебаний, также меняет распределение нагрузок по осям. Если частота собственных колебаний остова трактора совпадает с частотами воздействия от вертикальных перемещений вследствие наезда на неровность, от перераспределения нагрузок по осям вследствие попеременно угловых колебаний остова при наезде на неровность и от перераспределения нагрузок при изменении тягового сопротивления,

то могут наступить явления резонанса. Существующие методики расчета амплитудно-частотных характеристик МТА не позволяют учесть все эти факторы, что искажает реальный динамический процесс и вносит определенные погрешности в расчеты.

Разработанный метод позволяет более точно определять допустимые скорости движения и условия работы в лесу, тем самым повысить долговечность колесных тракторов, имеющих в лесхозе и лесопромхозах СССР.

ОЦЕНКА СТАТИСТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Я.И.Остриков, А.Р.Гороновский, Л.Ф.Дорожин
(БТИ им. С.М.Кирова)

При исследовании динамической нагруженности различных элементов конструкции транспортных систем с помощью математических расчетных моделей использовать реальный микропрофиль как функцию воздействия не всегда удобно. При нормальном распределении ординат микропрофиля традиционными исчерпывающими вероятностными характеристиками являются его корреляционная функция и спектральная плотность.

Наряду с этим методом исследования микропрофиля дорожных покрытий существует метод исследования зависимости между высотами и длинами микронеровностей дорожных покрытий с помощью корреляционных таблиц. По этому методу были исследованы микропрофили 15-ти опытных участков дорог с различными типами покрытий (асфальтовым, булыжным, гравийным и грунтовым), наиболее характерными дорожными условиями, встречающимися при эксплуатации лесовозного автотранспорта. Анализ корреляционных таблиц очевид-

отвует о существовании положительной корреляционной связи между высотами и длинами неровностей. Коэффициент корреляции определяется по условным средним значениям строк и столбцов корреляционных таблиц.

При анализе полученных данных прямой и обратной корреляционных связей установлено, что значение коэффициента этой связи совпадает с всплеском спектральной плотности при определенных частотах. Используя однозначную связь длины неровности с частотой, находят длины неровностей; зная преобладающее значение длины неровности опытного участка дороги, по полученным зависимостям вычисляют ее высоту. Определение воздействий дороги на тракторную систему производят затем по известным методикам.

Приведенную методику можно также использовать при динамическом расчете несущей конструкции транспортного средства для определения усилий, действующих на раму и обусловленных микронеровностями дорожного покрытия. Для получения достоверного результата динамического расчета необходимо правильно задавать эти усилия в виде аналитического выражения. Применение указанной методики позволяет определить зависимость между величиной усилия и временем его действия, т.е. частотой.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СИНХРОНИЗАТОРОВ В ТРАНСМИССИИ УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНЫХ ТРАКТОРОВ НА РАЗЛИЧНЫХ ПОЧВЕННЫХ ФОНАХ

Е.Е.Богдашич, В.Н.Ксемдзов (институт проблем надежности
и долговечности машин АН БССР)

Одним из путей повышения долговечности трансмиссии колесных тракторов является применение синхронизаторов в коробке передач. Синхронизаторы также улучшают условия работы, повышают производительность труда машиниста.

Известно, что свыше 50% всех работ универсально-пропанного трактора класса Т4 иН приходится на транспортные работы, характеризующиеся малым коэффициентом дорожного сопротивления. Синхронизированная коробка передач, допуская переключения на ходу, на этих работах дает заметный выигрыш в производительности машины.

Расчеты показывают, что повышение производительности можно ожидать и на других основных сельскохозяйственных работах. Это повышение зависит от типа почвенных фонов, вида и количества агрегатов.

В результате сопоставления характеристик двигателя и условий движения трактора показано, что переключение без остановки трактора возможно, если угловое замедление шестерек первичного вала меньше 100 сек^{-2} .

СТАТИСТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ТРАНСМИССИЙ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Ю.Л.Солитерман, В.М.Фишман, А.С.Евзариц
(АН БССР)

Анализ экспериментальных данных исследования нагрузочного режима трансмиссий автомобилей и тракторов в эксплуатационных условиях показывает, что закон и параметры распределения удельной тяги в идентичных условиях эксплуатации не зависят от технической характеристики машины, от мастерства водителя, а носят объективный характер и являются достаточно близкими для машин различных типов.

Указанное положение позволяет на основании статистической обработки результатов экспериментальных исследований нагрузочных режимов создать статистические модели режима нагружения для основных типов автомобилей и тракторов. Так, статистическая обработка

результатов испытаний автомобиля КамАЗ-5320 на полигоне НАМИ позволила получить следующие параметры статистической модели: закон распределения удельной тяги логарифмически нормальный, среднее логарифмическое значение удельной тяги $\bar{P}_{гг} = 0,0335$, среднее квадратическое отклонение логарифмов удельной тяги $\sigma_{гг} = 0,2$.

Статистическая модель режима нагружения трактора Т-130 при работе с бульдозером имеет параметры:

Закон распределения - нормальный.

Среднее значение удельной тяги $\bar{P} = 0,6$.

Среднее квадратическое отклонение $\sigma = 0,25$.

Полученные статистические модели позволяют прогнозировать расчетную долговечность зубчатых колес и подшипников ведущих мостов автомобилей КамАЗ и главной и бортовых передач тракторов. Полученные результаты хорошо согласуются с результатами эксплуатационной долговечности.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ УВЕЛИЧИТЕЛЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА РАЗГОННЫЕ КАЧЕСТВА МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С ТРАКТОРОМ "БЕЛАРУСЬ"

А.Г.Скойбеда, А.И.Бобровник, О.К.Довнар, А.А.Черкас (БПИ)

В обычных тракторных ступенчатых трансмиссиях, в которых переключение осуществляется с помощью подвижных шестерев или зубчатых муфт, переход с одной передачи на другую начинается с отключения двигателя от коробки передач включением главной муфты сцепления, в результате чего происходит разрыв потока мощности, который продолжается 1...2 с. Это приводит к остановке тракторного агрегата при выполнении энергоемких работ и к необходимости после-

дующего разгона его от нулевой до рабочей скорости с заглубленным орудием. Переключение и разгон в таких условиях, например, трактора "Беларусь" сопровождается значительным буксованием главной муфты сцепления (0,2...2,5 с), нарушением стабильности режима работы двигателя, рывками трактора, передающимися на рабочее место тракториста, динамическими нагрузками на механизмы трактора, потерями времени, а также повышенными затратами энергии тракториста.

Переключение передач с остановкой трактора ухудшает использование мощности двигателя, поскольку резервируемая для обеспечения разгона МТА часть мощности двигателя после окончания разгона используется лишь частично. Это приводит к снижению производительности агрегата.

В настоящее время значительная часть отечественных тракторов оборудуется трансмиссиями с переключением передач под нагрузкой (около 27%), что позволяет сохранить резервируемую мощность на разгон МТА и, соответственно, повысить загрузку двигателя.

Вместе с тем, как показывают исследования, в реальных условиях эксплуатации часто ожидаемого эффекта от использования данной трансмиссии не наблюдается, повышение производительности тракторного агрегата составляет 2,5-6%.

Опыт эксплуатации тракторного парка различных стран показывает, что для уменьшения запаса резервируемой мощности на разгон МТА наряду с установкой коробки передач с переключением передач под нагрузкой, целесообразна также установка увеличителя крутящего момента (УКМ). Возможность включения и выключения УКМ без остановки трактора повышает производительность и экономичность работы агрегата на 5-10%.

Главным требованием при разработке любой конструкции УКМ

является обеспечением плавности переключения его ступеней при всех возможных нагрузочных и скоростных режимах работы трактора.

В БИИ совместно с МТЗ обосновывается целесообразность установки усилителя крутящего момента на трактор "Беларусь". Теоретические расчеты показывают, что передаточное число ступеней УКМ необходимо выбирать в зависимости от энергонасыщенности агрегата и его тягово-сцепных свойств, в пределах $1,2 \dots 1,35$.

Ожидаемая величина коэффициента динамичности момента на полусах составит $K_d = 1,3-5$, ускорение трактора - $0,1 \dots 0,8 g$, замедление трактора $0,08 \dots 0,9 g$.

К ВОПРОСУ УСТРАНЕНИЯ ОТРИЦАТЕЛЬНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ХОДОВЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ В МЕЖДУРЯДЬЯХ ЧАЙНОЙ ПЛАНТАЦИИ

Ж.Г.Шубитидзе (Колхидский филиал ВНПОЧИСК)

В настоящее время вопрос о механическом воздействии мобильной техники (МТ) на почву приобретает особо важное значение. Из-за применения МТ в чайных плантациях и частого прохождения тяжелых чаеуборочных машин (по одному и тому же следу) возросла опасность разрушения структуры почвы и уменьшения урожайности чая.

В связи с многократным проходом МТ почва на опытном участке в Гальском чайном совхозе уплотнилась в пределах 8-42% по сравнению с контролем - немеханизированной чайной плантацией, и уплотнение распространилось до глубины 40 см. В механизированном варианте почва не только уплотнилась, но и деформировалась, в некоторых местах образовались глубокие колеи, глубина которых достигала 30-35 см. В колеех накапливаются атмосферные осадки, что вызывает заболачивание почв в междурядьях и высыхание чайного куста.

В целом, на чайной плантации при длительном применении МТ почвенно-физические условия в верхнем слое ухудшаются.

Исходя из этого, особого внимания заслуживают мероприятия, направленные на уменьшение отрицательного воздействия МТ на почву в междурядьях чайной плантации. К ним относятся: защита почвы в междурядьях чайных плантаций с использованием постоянного твердого покрытия - плит (Ш.Я.Кереселидзе), оставление в междурядьях плантации подрезочного материала в виде мульчи (Р.Д.Панцхави), глубокое рыхление почвы рыхлителем (Д.Ф.Усейнашвили, Г.В.Квицинадзе) и др.

Для устранения колес в междурядьях чайной плантации наряду с другими известными мероприятиями, нами предлагается фрез-машина с парными рабочими органами, вращающимися в горизонтальной плоскости (Н.И.Кибальников, Ж.Р.Шубитидзе). Указанная машина навешивается за задними колесами трактора Т-16 ММЧ и в процессе работы одновременно производит обработку почвы и выравнивание деформированных мест-колес в двух соседних междурядьях.

Надо отметить, что для выращивания чая в переувлажненной зоне Колхидской низменности широкое внедрение в практику всего комплекса почвозащитных систем земледелия создает благоприятные условия устойчивого урожая чайного листа.

ВЛИЯНИЕ УПЛОТНЯЮЩЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ХОДОВЫХ СИСТЕМ НА ТВЕРДОСТЬ И УДЕЛЬНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ВСНАЖКЕ СРЕДНЕСУГЛИНИСТОЙ ПОЧВЫ

Лептеев А.А., Кулащик Н.Ф. (БИМСХ)
Асябрик И.М. (Западная МИС)

При выполнении научно-исследовательских работ, связанных с изысканием и исследованием систем автоматического регулирования рабочих органов машин для основной почвы, а также при проведе-

нии сравнительных испытаний почвообрабатывающих орудий, необходимо располагать исходной информацией об изменении удельного сопротивления вспашке поля в различных его зонах и по длине гона.

Указанная информация может являться исходной при выборе принципа регулирования положением рабочих органов с целью получения тягового сопротивления пахотного орудия в загоне в заданных пределах.

При выполнении регулирования рабочих органов почвообрабатывающих орудий в настоящее время используются системы автоматического регулирования глубины (САРГ), которые работают по принципу изменения глубины пахоты при возрастании тягового сопротивления выше некоторой наперед заданной величины. Однако, такое регулирование может существенно влиять на качество обработки почвы по глубине, что одерживает внедрение САРГ при работе с почвообрабатывающими орудиями.

В этом плане система автоматического регулирования геометрии плужных корпусов по параметру скорости с корректировкой геометрии корпусов на уменьшение тягового сопротивления при работе на уплотненных участках гона, работающая по параметру изменения тягового сопротивления, может в будущем иметь перспективу применения по сравнению с САРГ, осуществляющей регулирование плуга по глубине.

Поэтому в БИМСХ в течение ряда лет проводятся научно-исследовательские работы по созданию почвообрабатывающих орудий с изменяемой геометрий.

Исследование влияния уплотняющего воздействия ходовых систем тракторов и сельхозмашин на твердость и удельное сопротивление вспашке среднесуглинистой почвы проводилось на поле стерни озимой ржи, имеющем относительно ровный рельеф, уклоны которого не превышали 30^г.

Предусматривались текущие замеры твердости почвы в различных зонах поля, где планировалось последующее размещение опытных загонов. Предварительно картографировались участки поля, где имелись явно выраженные уплотнения от ходовых систем транспортных средств, осуществляющих ствозку зерна от комбайнов. Исследования показали, что твердость почвы в пределах поля изменяется примерно в 3 раза. Исследования удельного тягового сопротивления вспашке на тех же участках выявили высокую корреляцию между твердостью почвы, характер которой наиболее существенно связан с уплотняющими воздействиями ходовых систем мобильных агрегатов, и удельным тяговым сопротивлением.

В дальнейшем необходимо провести аналогичные исследования на наиболее характерных фонах нечерноземной, лесостепной и степной зонах на влажных и засушливых почвах с целью получения обширной и достоверной информации для выбора наиболее эффективного принципа регулирования почвообрабатывающих орудий.