

Д. С. Гапич, В. И. Токарев, А. П. Панчишкин

МОНОГРАФИЯ

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ АДАПТАЦИЯ
ТРАКТОРОВ В СОСТАВЕ
ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ**

Волгоград*2024

УДК 629.3.022
ББК 40.8
К-89

Технологическая адаптация тракторов в составе почвообрабатывающих агрегатов: монография / Д. С. Гапич, В. И. Токарев, А. П. Панчишкин. – Волгоград: ФНЦ агроэкологии РАН, 2024. – 156 с.

В монографии рассмотрены вопросы теоретического моделирования работы скоростных, колесных машинно-тракторных агрегатов. Предложена математическая модель по оценке тяговых показателей трактора с колесной формулой 4К4. Использование полученных аналитических выражений позволило установить аналитическую связь между эксплуатационной массой трактора и коэффициентом буксования, а также эксплуатационной массой трактора и сопротивлением движения трактора на почвах различной вертикальной жесткости. Предложена методика расчета максимального эксплуатационного веса колесного трактора, обеспечивающего сохранение тягового к.п.д. трактора при увеличении его номинального крюкового усилия.

Книга предназначена для научных работников и специалистов в области эксплуатации энергетических средств, используемых в сельскохозяйственном производстве. Может быть полезна студентам, изучающим дисциплину «Эксплуатация машинно-тракторного парка».

Technological adaptation of tractors as part of tillage units: monograph / D. S. Gapich, V. I. Tokarev, A. P. Panchishkin. – Volgograd: FSC of agroecology RAS Publ. house, 2024. – 156 p.

The monograph discusses the issues of theoretical modeling of the operation of high-speed, wheeled machine-tractor units. A mathematical model is proposed for evaluating traction indicators of a tractor with a 4K4 wheel arrangement. The use of the obtained analytical expressions pos-volil to establish an analytical relationship between the operational weight of the tractor and the slip coefficient, as well as the operational weight of the tractor and the resistance of the tractor movement on soils of various vertical hardness. Proposed method comprises calculating maximum operating weight of wheel tractor to maintain tractor traction efficiency at increasing its rated hook force.

The book is intended for scientists and specialists in the field of operation of energy products used in agricultural production. It can be useful for students studying the discipline "Operation of a machine and tractor fleet."

Монография рассмотрена и одобрена методбюро ФНЦ агроэкологии РАН (протокол № 2 от 22.02.2024 г.)

Рецензенты: **Шеховцов В. В.** – доктор технических наук, профессор;
Перфилов В. А. – доктор технических наук, профессор.

ISBN 978-5-6048368-9-7

© Гапич Д. С., Токарев В. И., Панчишкин А. П.
© ФНЦ агроэкологии РАН, 2024

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования.

Почвообрабатывающие агрегаты, создаваемые на базе тракторов тягово-энергетической концепции, все больше внедряются в технологии возделывания сельскохозяйственных культур. Связано это, как правило, с применением комбинированных агрегатов способных за один проход выполнять несколько технологических операций, а также с увеличением диапазона рабочих скоростей движения агрегатов, предназначенных для ресурсосберегающих технологий. Такие энергетические средства, помимо мощности двигателя, реализуемой через ходовую систему, имеют запас мощности двигателя, которую можно реализовать через вал отбора мощности. Появление избытка мощности двигателя, в случае использования трактора только в тяговом варианте, недопустимо для классической тяговой концепции, так как это приводит к существенному перерасходу топлива, являющегося невозобновляемым сырьем, что, по сути, снижает эффективность его использования. Кроме этого, действующие на трактор динамические нагрузки со стороны почвенного фона оказывают существенное влияние на его кинематические потери, что заставляет учитывать ограничительные пороги при установлении номинального режима его работы.

При эксплуатации тракторов данная проблема решается путем согласования режимов работы и эксплуатационных параметров трактора в составе почвообрабатывающего агрегата по критериям ресурсосбережения.

Поэтому обоснование критериальных условий, позволяющих назначать оптимальные значения режимов работы и эксплуатационных параметров трактора, используемого в составе МТА (машино-тракторный агрегат) различного технологического назначения, является перспективным направлением снижения погектарного расхода топлива.

Вопросам оптимизации и прогнозирования эксплуатационных показателей тракторов различных концепций при работе в составе МТА, разработке мер по повышению эффективности использования тракторов посвящены работы таких ученых, как А. Г. Арженовский, А. Н. Бачурин, Р. В. Браткеев, П. П. Гамаюнов, Д. С. Гапич, С. В. Глотов, И. В. Грибов, А. Х. Зимагулов, И. В. Игнатенко, А. П. Иншаков, В. А. Исмаилов, Д. Н. Козлов, Ю. А. Коцарь, В. В. Краснокутский, И. П. Ксенович, Н. Г. Кузнецов, Г. М. Кутьков, О. Н. Поливаев, В. А. Эвиев и др.

Результаты исследований авторов позволяют разрабатывать на их базе как аналитические методы оценки и прогнозирования показателей эффективности функционирования колесных тракторов, так и более прогрессивные способы технологической адаптации тракторов в составе МТА к заданным технологическим процессам.

Объектом исследования являлся технологический процесс сплошной обработки почвы колесным машинно-тракторным агрегатом.

Предмет исследования – взаимосвязь эксплуатационной массы трактора с эксплуатационными и агротехнологическими показателями использования тракторов в составе МТА.

Целью исследования было повышение эксплуатационных и агротехнологических показателей колесных тракторов в составе почвообрабатывающих агрегатов за счет их технологической адаптации к зональным условиям эксплуатации.

В задачи исследований входило:

1. Провести анализ основных способов технологической адаптации колесных тракторов с целью обоснования критериального условия оптимизации их эксплуатационных параметров;
2. Разработать математическую модель расчета рациональной эксплуатационной массы колесного трактора, обеспечивающей сохранение тягового КПД трактора при увеличении его номинального крюкового усилия;
3. Разработать методику и провести экспериментальные исследования машинно-тракторных агрегатов по оценке эффективности технологической адаптации трактора к зональным условиям эксплуатации;
4. Обосновать условия рационального балластирования трактора в составе МТА для технологий сплошной обработки почвы;
5. Оценить экономическую эффективность технологической адаптации колесных тракторов к зональным условиям эксплуатации.

Научная новизна работы заключается в разработке математической модели определения рациональной эксплуатационной массы трактора с колесной формулой 4К4, которая позволяет учесть зональные условия эксплуатации МТА различного технологического назначения; результатах теоретических и экспериментальных исследований оценки эффективности технологической адаптации тракторов тягово-энергетической концепции к зональным условиям эксплуатации; в разработке способа экспериментального определения действительной скорости движения трактора.

Теоретическая значимость работы состоит в развитии аналитических методов расчета, позволяющих по значениям механических характеристик почвенного фона, конструктивным параметрам трактора и силовым нагрузкам, действующим со сторо-

ны почвообрабатывающего орудия, прогнозировать эксплуатационные параметры МТА на стадии его комплектования.

Практическая значимость работы заключается в разработке программного продукта, позволяющего на стадии комплектования МТА или стадии приобретения колесного трактора к существующему парку сельскохозяйственных машин определять рациональное количество балластировочных грузов, обеспечивающих выполнение технологических операций с максимальной производительностью.

Методология исследования базировалась на поиске и обосновании критериальных пороговых ограничений, способствующих разработать эффективные методы повышения эффективной эксплуатации объекта исследования.

Методы исследования базируются на теоретическом обосновании предложенных мер, выполненного с применением классических законов земледельческой механики, прикладной механики, теории колебаний твердых тел и методов статистической обработки экспериментальных данных, и экспериментальной их верификации в реальных условиях эксплуатации.

1. АНАЛИЗ ВОПРОСА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ АДАПТАЦИИ ТРАКТОРОВ

1.1. Представление машинно-тракторного агрегата эквивалентной динамической системой

С целью установления области существования технологических мер по адаптации колесных тракторов к зональным условиям эксплуатации целесообразно рассмотреть концептуальную модель МТА, раскрывающую зависимость выходных эксплуатационных характеристик от конструктивных характеристик его отдельных элементов.

Под определением МТА следует принять различные комбинации энерготехнологических машин, основная функция которых заключается в выполнении технологических процессов сельскохозяйственного назначения с заданными качественными показателями [4, 14, 27, 33, 35, 36, 43, 50, 78, 107]. Из приведенного определения следует, что МТА должен оснащаться: энергетической установкой, обеспечивающей привод исполнительных механизмов; ходовой системой, передаточным механизмом (трансмиссией), обеспечивающим механическую связь между энергетической установкой и ходовой системой; механической связью технологических машин друг с другом. Схематично структурная схема МТА представлена на рис. 1.1.

Представленная структурная схема машинно-тракторного агрегата позволяет изучить характер изменения таких энергетических и силовых величин, как:

- мощность энергетической установки;

- уровень потерь крутящего момента при передаче его от энергетической установки через передаточный механизм к ходовой системе;

- трансформацию подведенного крутящего момента к ходовой системе в касательное и крюковое усилие.

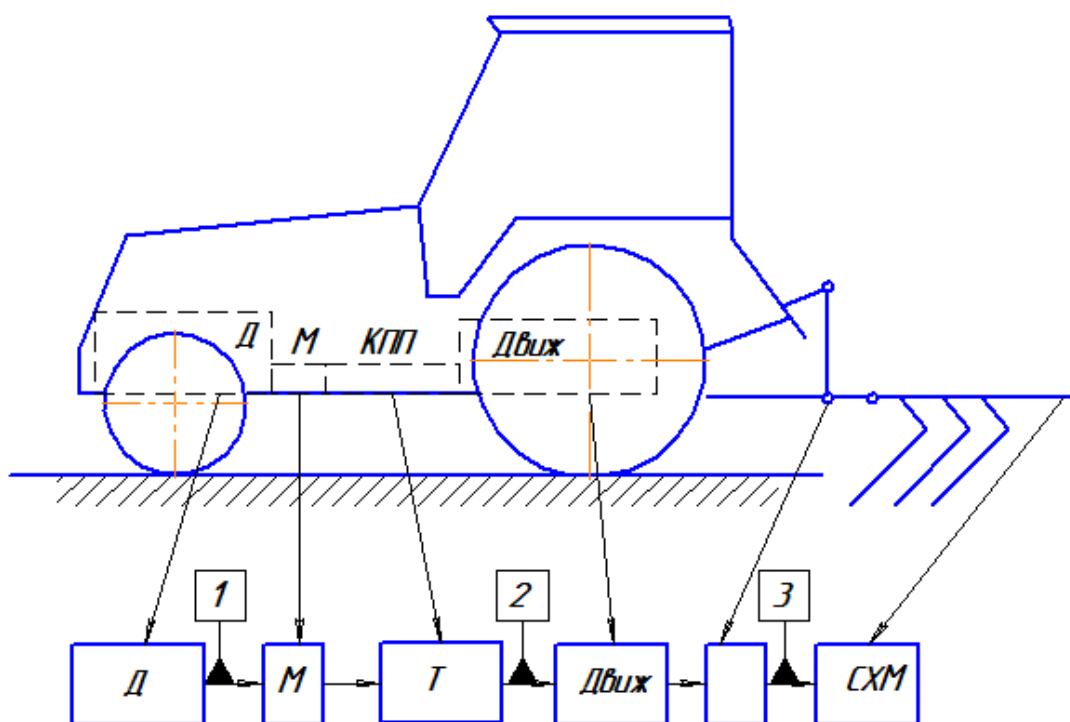


Рис. 1.1. Структурная схема МТА:

$Д$ – энергетическая установка; $М-Т$ – передаточный механизм (трансмиссия); $Д_{виж}$ – ходовая система; $СХМ$ – технологическая машина

Количественное изучение перечисленных величин может быть осуществлено с помощью измерительных датчиков, расположенных в таких сопряжениях, как: 1 – энергетическая установка – передаточный механизм; 2 – передаточный механизм-двигатель; 3 – сочленение технологических машин.

Более глубокое изучение формирования выходных эксплуатационных параметров МТА возможно при рассмотрении его энергетического баланса. В этом случае представленную структурную модель необходимо трансформировать в динамическую модель

МТА, наглядно иллюстрирующую обмен энергией между характерными отдельными звеньями изучаемого объекта (рис. 1.2, 1.3).

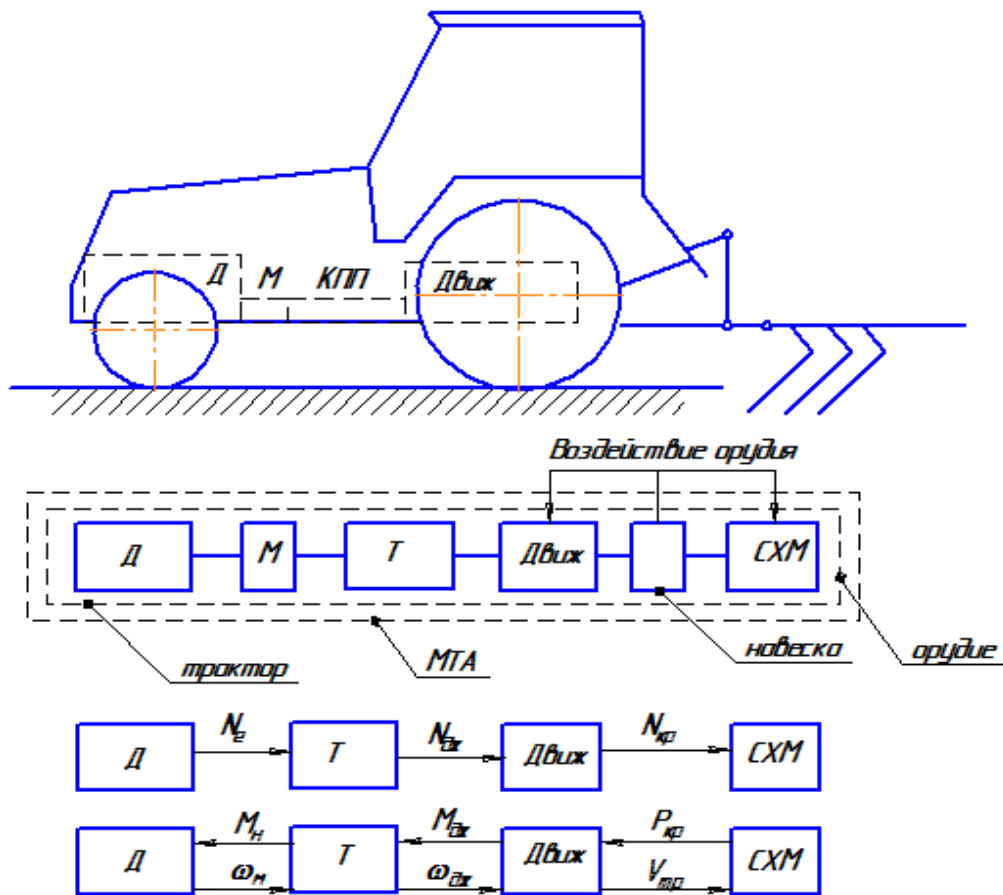


Рис. 1.2. Динамическая модель МТА:

N_e – мощность, развиваемая двигателем; $N_{дв}$ – мощность, передаваемая через движитель; $N_{кр}$ – крюковая мощность; M_n – крутящий момент, развиваемый двигателем; $M_{дв}$ – крутящий момент, подведенный к движителю; $P_{кр}$ – крюковое усилие развиваемое трактором; ω_n – угловая скорость вращения вала энергетической установки; $\omega_{дв}$ – угловая скорость вращения движителя; $V_{тр}$ – поступательная скорость трактора

На основании динамической модели МТА можно изучать более сложные задачи, а именно:

оптимизацию структурной схемы МТА при различных режимах и условиях эксплуатации;

количественную оценку выходных эксплуатационных характеристик трактора по конструктивным характеристикам его отдельных элементов и условий их взаимодействия между собой;

разработка критериальных условий оптимизации конструктивным характеристикам отдельных элементов МТА;

математическое описание анализа тяговых свойств тракторов при различных условиях нагружения;

технологическую адаптацию существующего МТА к заданным условиям эксплуатации.

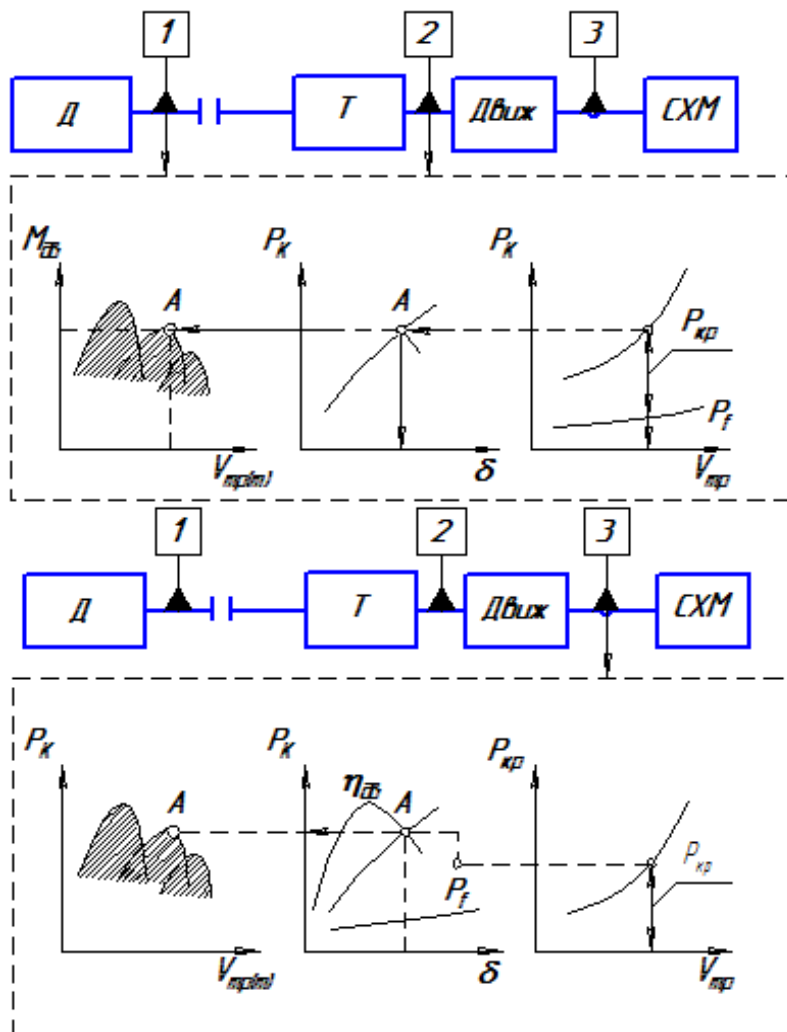


Рис. 1.3. Динамическая модель МТА (P_k – касательное усилие, развиваемое колесными двигателями, $\eta_{тв}$ – коэффициент полезного действия энергетической установки, P_f – сопротивление перекачиванию трактора, δ – коэффициент буксования двигателей)

При решении указанных задач необходимо будет выполнить регистрацию указанных на рис. 1.2-1.3 кинематических и силовых характеристик трактора. На практике регистрация указанных величин осуществляется при помощи измерительных датчиков, размещаемых в узлах трансмиссии, остова трактора и двигателей.

1.2. Технологическая адаптация трактора

1.2.1. Анализ варьируемых параметров МТА при выполнении технологического процесса

Под технологической адаптацией тракторов в составе МТА будем понимать обеспечение минимальных затрат на единицу выполненной работы при высокой производительности и требуемом качестве рабочего процесса [108].

Основными факторами, влияющими на эффективность работы колесных тракторов в составе МТА, являются:

1. Воздействие внешней среды. Колебательный характер воздействия внешней среды оказывает самое неблагоприятное действие как на энергетические параметры трактора, так и на технико-экономические и агротехнические показатели всего МТА. Данный фактор следует рассматривать как неуправляемый, так как характеристики обрабатываемого материала следует считать переменными, даже в рамках одного поля.

2. Факторы, обусловленные динамическими свойствами двигателя, совмещением его скоростной характеристики с нагружающими и преобразующими характеристиками трансмиссии, а также отклонениями их параметров от установленных номинальных значений. Данные факторы определяются значениями энергетических и массовых характеристик трактора (эксплуатационная масса трактора $m_э$, колесная формула, распределение массы трактора по осям λ_1, λ_2 , номинальная эксплуатационная мощность двигателя N_e , крутящий момент M_n , коэффициент приспособляемости двигателя $k_M = M_{max}/M_n$, частота вращения коленчатого вала двигателя n_n).

3. Группа факторов, связанная с организационным и управляющим воздействиями тракториста и техническими мероприя-

тиями по оптимальной загрузке двигателя и выбору скоростного режима работы трактора.

Анализ перечисленных факторов показывает, что к варьируемым параметрам МТА можно отнести массовые параметры трактора (эксплуатационная масса трактора, распределение массы трактора по осям). Остальные параметры можно рассматривать как неуправляемые. Часть из них устанавливается заводом-изготовителем и регламентирована под конкретную технологическую операцию, другая часть (третья группа факторов) ограничена по возможности их применения.

1.2.2. Теоретические основы балластирования тракторов тяговой концепции

В качестве основного параметра, оценивающего экономическую эффективность работы тракторов, согласно классической теории трактора, является тяговый коэффициент полезного действия (КПД). Именно этот показатель положен в основу определения допустимых эксплуатационных параметров.

В работе [2] КПД ходовой системы трактора оценивается зависимостью:

$$\eta_T = \eta_{TP} \left[1 - \frac{f_I(1-\lambda)}{\varphi_{кр} + f_I(1-\lambda)} \right] \eta_{XC}, \quad (1.1)$$

где $\eta_T, \eta_{TP}, \eta_{XC}$ соответственно КПД тяговый, трансмиссии и ходовой системы; λ – коэффициент распределения массы трактора между осями; f_I – коэффициент сопротивления ведомых колес трактора; $\varphi_{кр}$ – коэффициент использования сцепного веса (отношение текущего значения крюкового усилия трактора к его массе, $\varphi_{кр} = \frac{P_{кр}}{G}$).

Исследовав выражение 1.1 на максимум, авторами работы [55] было определено оптимальное значение коэффициента $\varphi_{кр}$ и на основании проведенных расчетов найдено соотношение между массой трактора и оптимальной скоростью движения:

$$\frac{G \cdot V}{Ne} = \frac{\eta_{TP} \cdot \eta_{XC}}{\varphi_{кр} + f_I(1 - \lambda)}. \quad (1.2)$$

Сделав предположение, что величины правой части выражения 1.2 независимы от скоростного режима движения трактора, была представлена зависимость 1.2 в виде:

$$\frac{G \cdot V}{Ne} = const = A. \quad (1.3)$$

Допущения, принятые при выводе зависимости 1.3, авторы считают некорректными [112]. Согласно экспериментальным данным, КПД ходовой системы трактора нельзя принимать постоянным, не зависящим от скорости движения. Это подтверждают и экспериментальные данные, приведенные в работе [15]. В работе показано, что при увеличении скорости движения колесных тракторов увеличивается сопротивление движению трактора, на плотных почвах на 30 %, а на вспаханных – до 80 %.

Исследовав на экстремум кривую полезной мощности при аппроксимации кривой буксования степенной функцией и линейной зависимостью сопротивления движения от скорости, автор работы [119] получил следующую зависимость:

$$\frac{Gf + \varepsilon V_0}{N_{движ}} = \frac{\delta}{\alpha V_0} \quad (1.4a)$$

где δ – коэффициент буксования; V_0 – скорость трактора; $N_{движ}$ – мощность, подведенная к двигателям при максимальном значении тягового КПД; α – показатель степени функции, аппроксимирующей кривую буксования трактора; ε – коэффициент пропорциональности в линейной зависимости $P_f = f(V)$.

Отмечая незначительное влияние параметров, входящих в правую часть выражения 1.4а на результат счета, он приходит к окончательной зависимости вида:

$$\frac{fG}{N_{\text{движ}}} = \frac{\delta}{\alpha} \quad (1.4б)$$

или

$$\frac{f(1-\delta)}{\varphi_{кр} + f} = \frac{\delta}{\alpha} \quad (1.4в)$$

Для максимального значения тягового КПД трактора получено выражение:

$$\eta_{T \max} = \left(1 - \delta - \frac{\delta}{\alpha}\right) \eta_{TP}. \quad (1.5)$$

Из уравнения 1.5 следует, что максимальное значение тягового КПД трактора зависит от закона изменения коэффициента буксования.

В конечном итоге соотношение между массой трактора, оптимальной скоростью движения и его мощностью в рассматриваемой работе представлено в виде:

$$\frac{N_{кр \max}}{GV} = \varphi_{кр}, \quad (1.6)$$

То есть параметр $\varphi_{кр}$ принимается за основной аргумент при построении потенциальной тяговой характеристики трактора, использовать которую в разное время предлагали И. И. Бойко, П. И. Андрусенко, В. И. Саяпин, Б. Я. Гинцбург.

Данная характеристика является огибающей частные тяговые характеристики, построенные для каждой из передач трактора. По физическому смыслу она – тяговая характеристика трактора с бесступенчатой трансмиссией, имеющей одинаковый КПД со ступенчатой механической. При этом замечено [33], что потенциальные тяговые характеристики различных тракторов при работе в определенных почвенных условиях, построенные для стерни в

зависимости от коэффициента использования сцепного веса $\varphi_{кр}$, очень близки друг к другу. В некоторых работах [29, 30, 42, 50, 54, 58, 76, 80, 81, 83, 101-103] предлагается использовать типовые потенциальные тяговые характеристики, каждая из которых является усредненной потенциальной характеристикой для отдельных видов тракторов.

Типовая потенциальная тяговая характеристика трактора с колесной формулой 4К2 приведена на рис. 1.4.

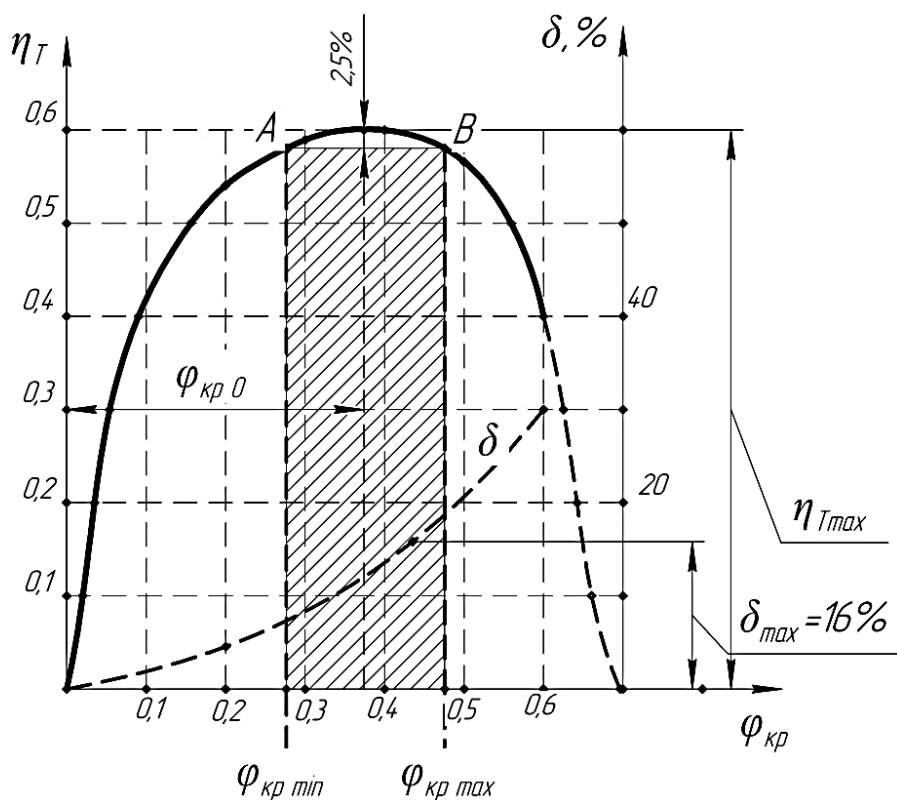


Рис. 1.4. Потенциальная тяговая характеристика колесного трактора

Выбор эксплуатационной массы тракторов по анализируемым формулам вызывает разногласия среди исследователей.

Для подсчета эксплуатационной массы трактора необходимо знать соотношение между номинальным значением усилия на крюке и его массой. В работе [72] предлагается использовать зависимость:

$$P_{кр} = \varphi_{кр} G, \quad (1.7)$$

где $\varphi_{кр} = const.$

В работе [60] предлагается оценивать класс трактора усилием, соответствующим максимальному значению коэффициента использования сцепления $\varphi_{кр\ max}$ зоны максимального КПД трактора типовой потенциальной тяговой характеристики.

Зона максимального КПД определяется следующим образом (см. рис. 1.4).

Строится кривая, эквидистанта типовой характеристике и отстоящая от нее на 2,5 % (точность проведения эксперимента). К ней в точке, соответствующей $\eta_{T\ max}$, проводится касательная до пересечения с первоначальной кривой (точки А и В). Зона, заштрихованная на рисунке, считается зоной максимального КПД, или рабочей зоной. При этом класс трактора считается по максимальному значению коэффициента использования сцепления $\varphi_{кр\ max}$ этой зоны.

В табл. 1.1 приведены данные для типовых потенциальных характеристик и для сравнения приблизительных значений этих характеристик.

Таблица 1.1

Типовые потенциальные характеристики тракторов

Тип трактора	$\eta_{T\ max}$	$\varphi_{кр\ min}$	$\varphi_{кр\ max}$	δ	$\varphi_{кр\ max}$
4К2	0,603	0,278	0,462	16	0,37
4К4	0,632	0,362	0,456	16	0,36
Гусеничные	0,720	0,416	0,692	5	0,55

Против использования постоянного значения $\varphi_{кр}$ при определении массы трактора выступил автор работ [118, 119], так как они считают, что оптимальное значение коэффициента использования сцепного веса является функцией скорости. Это приводит к тому, что у скоростных тракторов максимальное значение $\eta_{T\ max}$ сдвинуто на 10-15 % в сторону более высоких значений $\varphi_{кр}$. На основании этого скоростные тракторы должны быть легче тихоходных одного и того же тягового класса.

Автор работы [18] предлагает мощность двигателя для скоростных тракторов определять также, как и для тихоходных, а чтобы компенсировать возрастание сопротивления движению, увеличивать полученное расчетное значение на 2-3 % для гусеничных и на 10-12 % для колесных тракторов.

1.2.3. Выбор оптимальной массы энергонасыщенных тракторов

В последнее время в сельскохозяйственном производстве все чаще внедряются тракторы тягово-энергетической концепции. Связано это, как правило, с применением комбинированных агрегатов способных за один проход выполнять несколько технологических операций, а также с увеличением диапазона рабочих скоростей движения агрегатов, предназначенных для ресурсосберегающих технологий. Такие тракторы, помимо мощности двигателя, реализуемой через ходовую систему, имеют запас мощности, передаваемой через вал отбора мощности. Для тракторов новой концепции особенно остро стоит вопрос о рассогласовании мощности двигателя трактора и его массы. Появление избытка мощности двигателя, в случае использования трактора только в тяговом варианте, по сравнению с необходимой для согласования её с номинальным тяговым усилием, недопустимо для классической тяговой концепции.

В работе [30], автор, используя понятие эталонной энергонасыщенности трактора как основного параметра для оценки уровня балластирования, по формуле 1.7 определил расчетную массу 30 тракторов тягово-энергетической концепции. Значение коэффициента использования сцепного веса, согласно ГОСТ 27021-86 (с учетом масштабных коэффициентов), автор принял для тракторов 4К4 $\varphi_{кр} = 0,39$. Результаты расчетов представлены

на рис. 1.5, там же представлены паспортные данные по массе исследуемых тракторов.

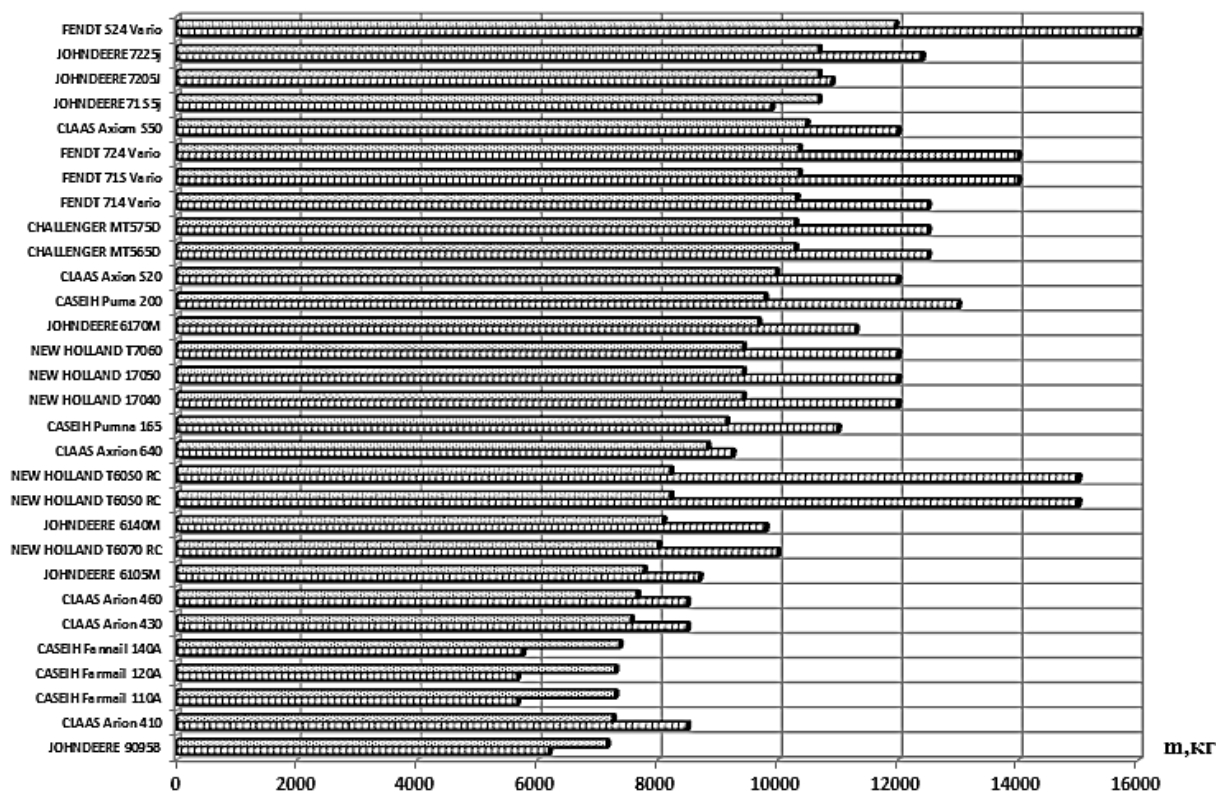


Рис. 1.5. Расчетные и паспортные значения масс тракторов:
 – расчетное значение,  – паспортное значение

Выводы о расхождении расчетных и паспортных данных масс исследуемых тракторов автором не делаются. Можно предположить, что эксплуатационная масса импортных тракторов рассчитывается конструкторами по критериям отличных от критерия зоны максимального тягового КПД.

В работе Н. И. Селиванова отмечено, что «... в основу «технологической адаптации энергонасыщенных колесных тракторов с заданными характеристиками двигателя, трансмиссии и движителей положено изменение эксплуатационной массы» [102]. Все сельскохозяйственные операции автор классифицирует на три энергетические группы, определяемые скоростями движения: I – $2,2 \pm 0,2$ м/с; II – $2,7 \pm 0,3$ м/с; III – $3,33 \pm 0,33$ м/с. На опера-

циях малой энергоемкости трактор эксплуатируется в интервале высоких скоростей движения с массой, соответствующей массе трактора без использования балластных грузов. Для выполнения энергоемких операций в интервале низких скоростей движения масса трактора увеличивается установлением балласта. Таким образом, в зависимости от производственных условий, трактор используется в двух тяговых классах с разными интервалами рабочих скоростей.

Типоразмерный ряд сельскохозяйственных тракторов, изначально построенный как однопараметрический (номинальное тяговое усилие), становится двухпараметрическим, в качестве классифицирующих параметров при этом выступает номинальное тяговое усилие и мощность двигателя, развиваемая в номинальном скоростном режиме рабочего движения.

Двухпараметрический типоразмерный ряд представляет последовательность взаимосвязанных классификационных параметров – номинального тягового усилия и мощности двигателя, «...он состоит из 9 тягово-мощностных классов с установленными границами номинального тягового усилия. При этом каждый типоразмер мощности может быть использован за счет балластирования не менее чем в 2 тягово-мощностных классах» [102], рис. 1.6.

Для учета качественных отличий энергонасыщенных тракторов в системе их классификации автор предлагает ввести понятие «номинальное тяговое усилие с полным балластом», ограничив весь диапазон тяговых усилий двумя номинальными значениями – верхним и нижним. Верхнее значение номинального тягового усилия соответствует эксплуатационной массе трактора с полным балластом, а нижнее – эксплуатационной массе с минимальным балластом или без него.

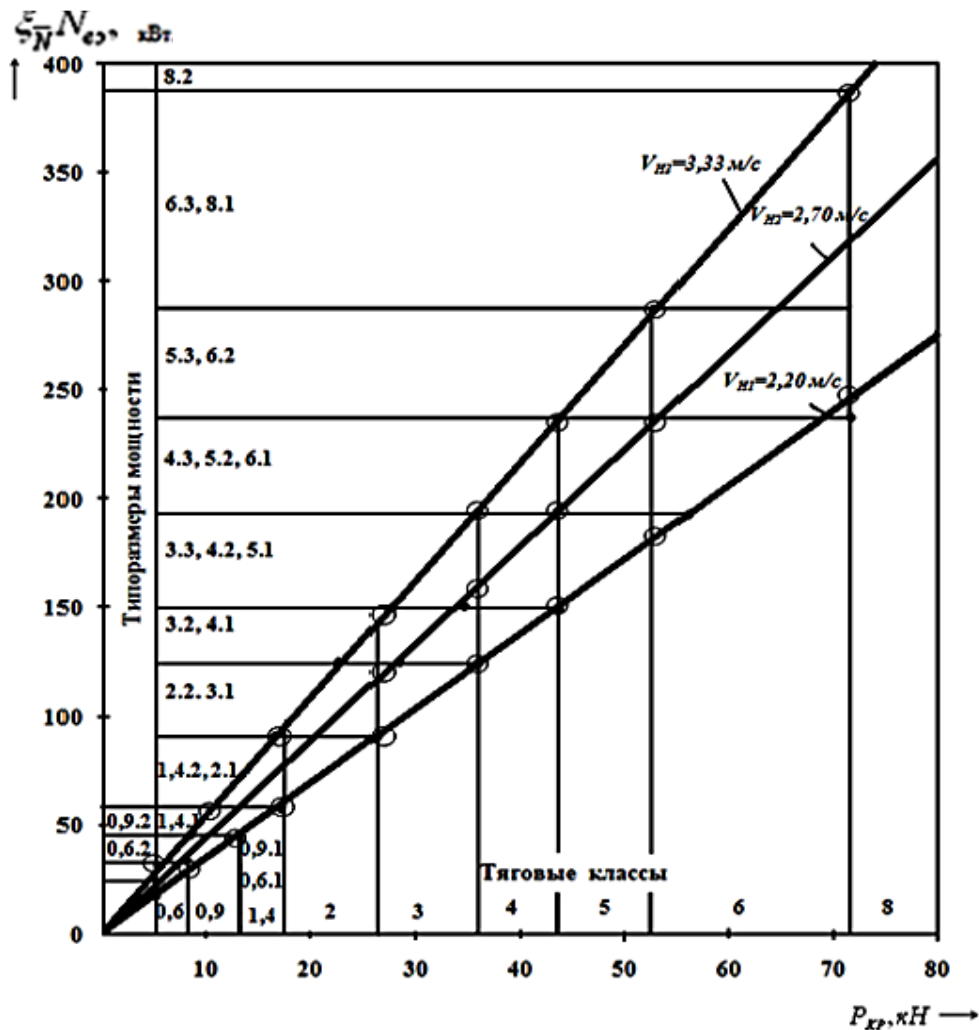


Рис. 1.6. Двухпараметрический типоразмерный ряд колесных тракторов ($\varphi_{кр} = 0,41$)

Если во всех выше рассмотренных работах в основу выбора массы трактора положена зона максимального тягового КПД, то в работе [33] автор критически относится к определению номинального крюкового усилия $P_{кр.н}$ по предельному значению коэффициента буксования или снижению $\eta_{T\max}$ на 2,5 %, так как эти пределы назначаются искусственно. Он предлагает устанавливать номинальное крюковое усилие трактора по максимуму производительности машинно-тракторного агрегата.

Из рассмотренных работ становится ясно, что единого критерия для установления номинального крюкового усилия, а значит и массы тракторов не существует. Для этого предлагается ис-

пользовать крюковое усилие при максимальном значении тягового КПД, допустимое с точки зрения агротехнических требований коэффициент буксования и, наконец, максимальную производительность МТА.

В последнее время дискуссия по этому поводу усилилась [4, 6, 8, 14, 18, 19, 29, 31, 43, 44, 52, 54, 57, 72, 77, 78, 80-82, 93, 99, 103, 105, 110, 114, 116, 122-124]. Большинство участников дискуссии высказываются за установление номинального тягового усилия по допустимому буксованию. Критерии оценки последнего предлагаются разные, в результате чего величина допустимого коэффициента буксования в разных источниках колеблется для колесных тракторов при работе на стерне от 0,16 до 0,30.

Нами предлагается критерий допустимого коэффициента буксования, обеспечивающий качественные показатели работы трактора в составе МТА [84]. Согласно СТО АИСТ 001-2010, «... количество эрозионно-опасных частиц размером менее 1 мм в верхнем слое почвы (0-5 см) не должно возрастать по сравнению с их содержанием до выполнения данной операции...». При повышении коэффициента буксования трактора сверх некоторого допустимого значения почвенные слои начинают сдвигаться относительно друг друга, что приводит к интенсивному их истиранию и к увеличению числа эродирующих частиц. Исходя из этого, обоснование массовых параметров трактора может быть определено по значению допустимого коэффициента буксования, обеспечивающего сохранение структурного состава почвы.

1.2.4. Способы балластирования трактора

Под балластированием трактора понимают увеличение его эксплуатационной массы балластными грузами.

На рис. 1.7. приведены основные цели увеличения эксплуатационной массы трактора.



Рис. 1.7. Основные цели балластирования трактора

В качестве балласта применяют воду, заливаемую в шины, или съемные массы, выполненные в виде металлических пластин, навешиваемых с помощью кронштейна на переднюю или заднюю часть рамы трактора (рис. 1.8, 1.9). В некоторых конструкциях металлические пластины, выполнены в виде дисков, размещаемых на полуосях задних ведущих колес (рис. 1.10).



Рис. 1.8. Передний балласт трактора Versatail 2375

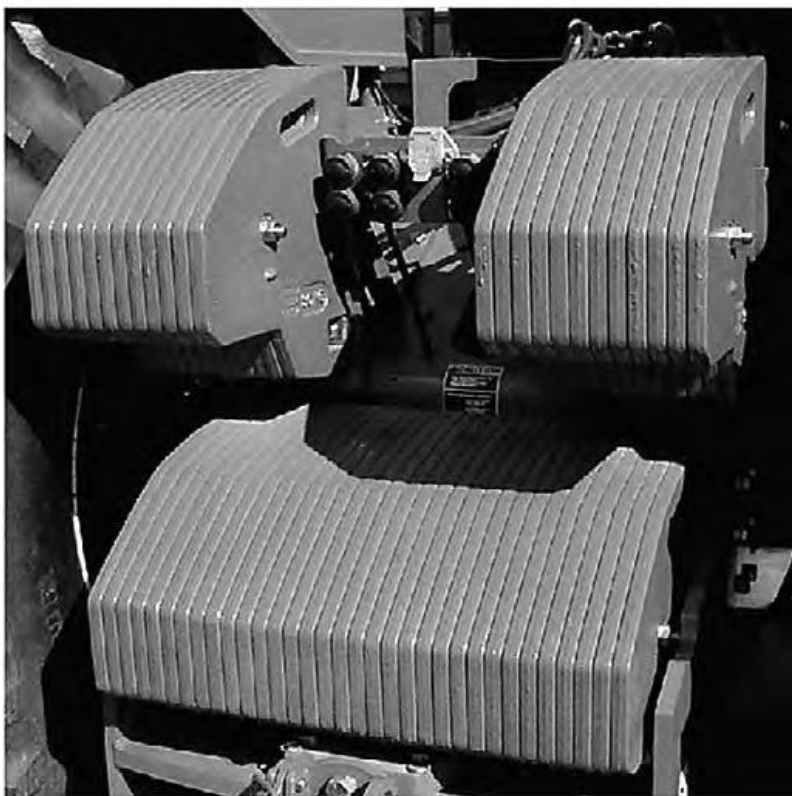


Рис. 1.9. Задний балласт трактора Versatail 2375





На сегодняшний день отечественные и иностранные производители колесных тракторов широко используют предложение дополнительного балласта трактора как дополнительную опцию. В табл. 1.2. приведены типовые марки колесных тракторов, реализуемых в Юж-

ном Федеральном округе РФ, там же представлены значения их эксплуатационных масс без балласта и с использованием максимально допустимой массы балластных грузов. Следует отметить,



Рис. 1.10. Задний балласт трактора ANT-4135F, выполненный в виде дисков

Технические характеристики тракторов

Модель	Масса, т	Масса + балласт, т	Масса по осям: пе- ред./зад., %	Удельное давле- ние двигателя на почву, кПа
 <i>Беларус 3522 ДЦ</i>	12,3	15,1	40/60	180 ГОСТ 26955 Не более 180 (весна) Не более 210 (лето-осень)
 <i>John Deere 8310R</i>	12,4	15,4	45/55	182
 <i>New Holland T8.390</i>	12,4	15,8	42/58	161
 <i>ATM-7360 Terrion</i>	11,0	16,3	55/45	189

что эксплуатационная масса трактора при этом варьируется достаточно в большом диапазоне – от 25 % для трактора Беларус 3522 до 50 % для трактора АТМ-7360 Terrion. Такой широкий диапазон возможного изменения эксплуатационной массы трактора явно свидетельствует о его принадлежности к двум смежным тяговым классам, что накладывает определенные трудности при его рациональном агрегатировании с почвообрабатывающими орудиями. Дополнительно следует отметить отсутствие методической базы как у завода изготовителя, так и у официальных дилеров, реализующих данные тракторы на территории РФ, регламенти-

рующей выбор оптимальной массы трактора, а для конкретных технических и зональных условий – эксплуатации.

Ниже приводятся выдержки из инструкции по эксплуатации трактора Versatail 2375, являющегося флагманом завода Ростсельмаш.

1. Необходимо соблюдать правильное рекомендованное распределение массы. При работе с прицепными орудиями 55 % массы должно приходиться на передний мост и 45 % на задний. При работе с навесными орудиями 65 % массы должно приходиться на передний мост и 35 % на задний мост.

2. При использовании жидкости в колесах ее следует размещать равномерно в двух колесах одной оси.

3. Стараться не превышать максимальную массу трактора: серия 2335 – 14545 кг; серия 2375 – 17273 кг; серия 435 – 19790 кг; серия 485 – 22070 кг; серия 535 – 24340 кг; серия 575 – 26140 кг.

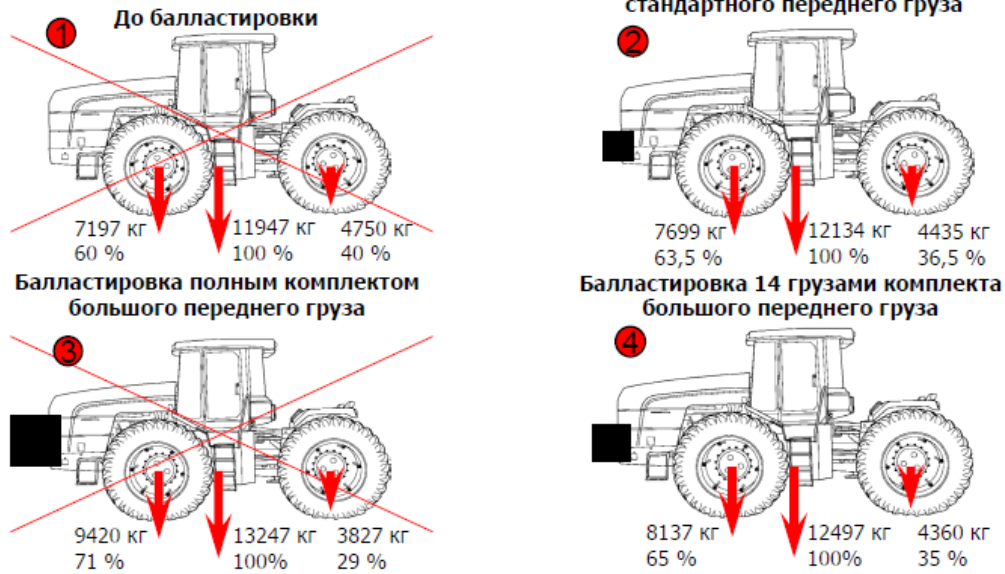
4. Буксование трактора должно находиться в пределах 8-15 % при использовании его с прицепными орудиями и 13-15 % при использовании с навесными орудиями.

5. В случае проведения легких работ при балластировке нужно добиться необходимой пробуксовки при минимальной массе трактора (рис. 1.11).

6. В случае проведения тяжелых работ необходимо добиться необходимой пробуксовки при массе трактора, приближенной к рекомендованной (рис. 1.12). Для получения рекомендованной массы необходимо мощность двигателя трактора умножить на коэффициент энергонасыщенности трактора. Это – коэффициент для тракторов серии 2000 составляет 43,1 кг/л. с., для тракторов серии ННТ – 45,3 кг/л. с.

Дополнительно в инструкции приводятся данные по влиянию расположения грузов на переднюю и заднюю оси трактора, табл. 1.3.

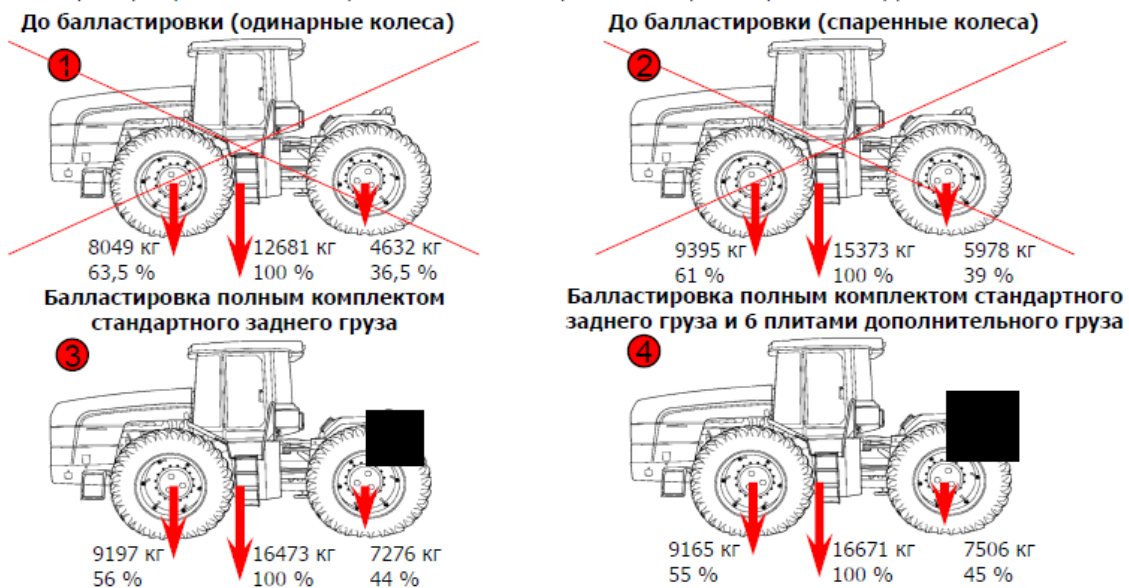
Условия: трактор Серия 2375 должен работать на легких работах (лущение стерни) с орудием, установленным на трехточечную навеску.



1-ый и 3-ий вариант не подходит. 2-ой вариант подойдет, если нет большого груза, 4-ый вариант – идеально (большой груз – больше вариаций). После балластировки проверить пробуксовку!!!

Рис. 1.11. Иллюстрация к вопросу балластирования трактора Versatail 2375 при использовании его на легких работах

Условия: трактор Серия 2375 должен работать на тяжелых работах с широким прицепным орудием.



1-ый и 2-ий вариант не подходит. 3-ий вариант подойдет, если нет заднего дополнительного груза, 4-ый вариант – идеально. После балластировки проверить пробуксовку!!!

Рис. 1.12. Иллюстрация к вопросу балластирования трактора Versatail 2375 при использовании его на тяжелых работах

Ниже представлена иллюстрация оптимальной массы трактора, используемого при работе трактора на тяжелых работах, с общими выводами и рекомендациями (рис. 1.13).

Таблица 1.3

Влияние расположения догрузителей на нагрузку передней и задней оси трактора Versatail 2375

Вид груза	Вес, кг	Влияние на переднюю ось	Влияние на переднюю ось
Передние грузы: кронштейн	180	Добавляет 300 кг	Убирает 120 кг
грузы 12 × 30 кг	360	Добавляет 12 × 50 = 600 кг	Убирает 12 × 20 = 240 кг
грузы 24 × 30 кг	720	Добавляет 24 × 50 = 1200 кг	Убирает 24 × 20 = 480 кг
грузы 40 × 30 кг	1200	Добавляет 40 × 50 = 2000 кг	Убирает 40 × 20 = 800 кг
Всего	540, 900, 1380	Добавляет 900 кг, 1500 кг, 2300 кг	Убирает 360 кг, 900 кг, 920 кг
Верхние грузы: кронштейн	160	Добавляет 30 кг	Добавляет 130 кг
грузы 12 × 30 кг	360	Добавляет 12 × 5 = 60 кг	Добавляет 12 × 25 = 300 кг
грузы 24 × 30 кг	720	Добавляет 24 × 5 = 120 кг	Добавляет 24 × 25 = 600 кг
грузы 40 × 30 кг	1200	Добавляет 40 × 5 = 200 кг	Добавляет 40 × 25 = 1000 кг
Всего	520, 880, 1360	Добавляет 90 кг, 150 кг, 230 кг	Добавляет 430 кг, 730 кг, 1130 кг
Задние грузы: кронштейн	100	Убирает 20 кг	Добавляет 120 кг
грузы 12 × 30 кг	360	Убирает 12 × 5 = 60 кг	Добавляет 12 × 35 = 420 кг
грузы 24 × 30 кг	720	Убирает 24 × 5 = 120 кг	Добавляет 24 × 35 = 840 кг
грузы 40 × 30 кг	1200	Убирает 40 × 5 = 200 кг	Добавляет 40 × 35 = 1400 кг
грузы 42 × 30 кг	1260	Убирает 42 × 5 = 210 кг	Добавляет 42 × 35 = 1470 кг
Всего	458, 818, 1358	Убирает 80 кг, 140 кг, 220 кг, 230 кг	Добавляет 540 кг, 960 кг, 1520 кг, 1590 кг

**Оптимальный удельный вес машины – 45,3 кг. на 1л.с.
мощности двигателя!!!**

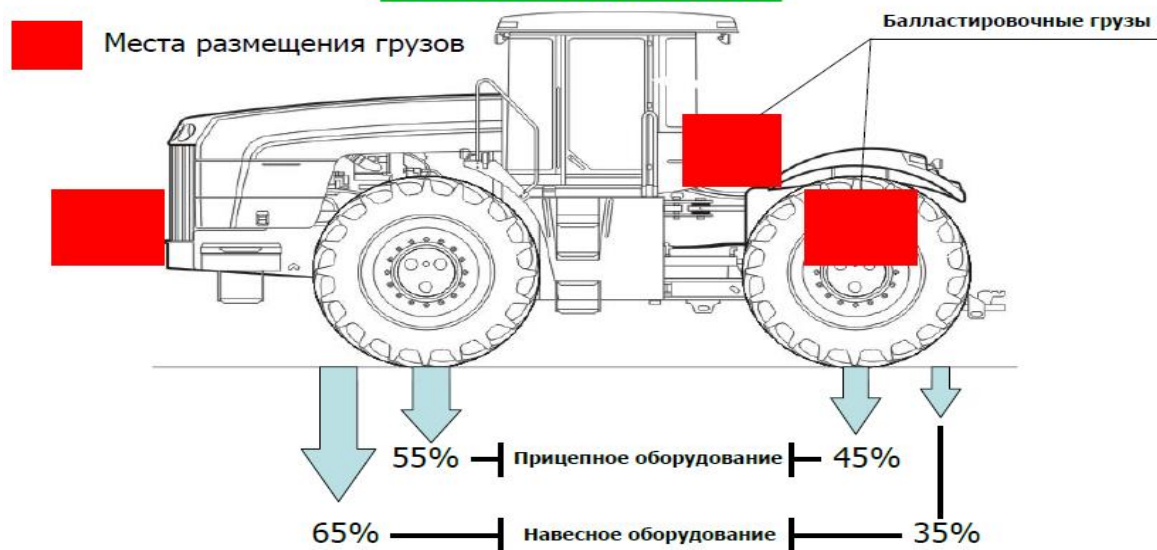


Рис. 1.13. Иллюстрация к вопросу оптимальной массы трактора Versatail 2375, используемой при работе трактора на тяжелых работах

1. В большинстве случаев дополнительный и вспомогательный груз, установленный на задний мост, не является достаточным балластом. В этом случае можно добавить жидкий балласт в шины для того, чтобы достичь требуемых 95 фунтов/л. с., а также распределения массы по мостам: передняя часть – 55 %/задняя часть – 45 %.

2. В большинстве случаев заказ и установка дополнительного груза на передний мост является непродуктивной и ненужной. Необходимо добавлять дополнительный балласт на задний мост, а не на передний.

3. Существуют различные комбинации дополнительных грузов (жидкие и твердые).

4. Хотя имеется мнение, что необходимо производить повторную балластировку весной, летом и осенью, что в 90 % случаев является неправдой. После осуществления балластировки (достижения необходимого распределения массы по осям и оптимального веса) показатели не изменяются в течение неопределенного количества времени.

5. Вспомогательный задний балласт также устанавливается на тракторах, оснащенных валом отбора мощности.

6. Балластировка является важной частью работы трактора. Грузы должны рассматриваться как часть процесса продажи с соответствующим заказом.

Эффективность использования балластирования трактора при выполнении технологических операций рассмотрена во многих работах, анализ их содержания позволил обобщить выводы, приведенные в них:

- улучшение тяговых показателей колесных тракторов за счет балластирования наиболее эффективно в случае возрастания несущей способности почвы с увеличением глубины;

- согласно экспериментальным данным работы, при увеличении эксплуатационной массы трактора наблюдалось увеличение тяговой мощности на 20 %, при работе МТА на почвенном стерневом поле, и на 35 % на паровом поле;

- к отрицательным факторам, возникающим при увеличении эксплуатационной массы трактора, следует отнести переуплотнение плодородного слоя почвенного фона и как следствие, снижение его плодородия;

- на почвенных фонах, обладающих слабой несущей способностью, в вертикальном направлении следует ожидать роста глубины колеи трактора, сопротивления прикатыванию и коэффициента буксования.

1.3. Современная теория формирования касательной силы колесным двигателем

«Основоположником теории взаимодействия ходовой системы колесных и гусеничных тракторов с почвенным фоном яв-

лялся доктор технических наук, профессор Кузнецов Николай Григорьевич. Развитие данной теории нашло отражение в работе его учеников Д. С. Гапича и Е. В. Ширяевой. Основные положения теории изложены в работах. Здесь мы покажем отдельные базовые элементы теории, позволяющие оценить тяговые свойства колесного трактора» [14, 114].

1.3.1. Зависимость деформации шины от вертикальной нагрузки

Зависимость, устанавливающая взаимосвязь между нагрузкой на колесо, действующей в вертикальной плоскости, и деформацией шины, представлена в виде:

$$Q = \frac{2}{3} C_r \sqrt{\frac{2e^3}{r_0} (\sqrt{k+1} + 1)}, \quad (1.8)$$

где Q – доля веса трактора, приходящегося на колесо, Н; C_r – коэффициент круговой жесткости шины, Н/м·рад; e – величина деформации шины, м; r_0 – свободный радиус колеса, м; k – коэффициент жесткости шины, $k = \frac{C_r}{c B r_0}$; B – ширина шины, м; c – коэффициент объемного смятия почвы, Н/м³ [14].

1.3.2. Аналитическая оценка величин давлений, действующих в пятне контакта движителя с почвой

Оценка величины давления на наружной поверхности почвозацепа, имеющего размеры b (ширина) и t (высота), окажется равной ctb , максимальное значение оценено зависимостью

$$P_n = c \left(H + \frac{S-b}{S} t \right), \quad (1.9)$$

на внутренней поверхности –

$$P_m = c \left(H - \frac{bt}{S} \right), \quad (1.10)$$

где $H = ke$ – деформация почвы, м; S – шаг почвозацепов, м.

В зависимости от угла поворота распределение давлений оценено соотношениями:

1. Набегающей на почву части шины:

на наружной поверхности

$$p = \frac{ck_n}{k_n + \cos(\alpha)} \left[\left(H + \frac{S-b}{S}t \right) \frac{k_n + l}{k_n} - r_0(1 - \cos(\alpha)) \right]; \quad (1.11)$$

на внутренней поверхности

$$p = \frac{ck_n}{k_n + \cos(\alpha)} \left[\left(H - \frac{bt}{S} \right) \frac{k_n + l}{k_n} - (r_0 - t)(1 - \cos(\alpha)) \right]. \quad (1.12)$$

2. Сбегающего с почвы участка шины:

на наружной поверхности

$$p = \frac{ck_n}{\cos(\varphi)} \left[\left(H + \frac{S-b}{S}t \right) \frac{l}{k_n} - r_0(1 - \cos(\varphi)) \right]; \quad (1.13)$$

на внутренней поверхности

$$p = \frac{ck_n}{\cos(\varphi)} \left[\left(H - \frac{bt}{S} \right) \frac{l}{k_n} - (r_0 - t)(1 - \cos(\varphi)) \right]. \quad (1.14)$$

1.3.3. Аналитическая оценка величин давлений, действующих в пятне контакта движителя, нагруженного крутящим моментом, с почвой

На основании зависимости удельного давления на поверхность почвозацепа шины от деформации почвы получено:

$$H_m = \frac{H}{1 - i_p \delta}, \quad (1.15)$$

где H_m – величина колеи колеса, катящегося под действием кру-

тящего момента, м; $i_p \delta$ – приведенный коэффициент буксования колесного движителя, i_p – расчетное число почвозацепов в пятне контакта.

$$i_p = \frac{3}{2} \cdot \frac{Qz}{2\pi C_r e} \cdot \frac{\sqrt{k+1}}{\sqrt{k+1}+1}, \quad (1.16)$$

где z – число почвозацепов.

Исходя из зависимостей (1.15, 1.16) получены скорректированные зависимости распределения давлений:

1. Набегающей на почву части шины:

на наружной поверхности

$$p = \frac{ck_n}{k_n + \cos(\alpha)} \left(\frac{S-b}{S} t + H \left(1 - \frac{i_p \delta}{1 - i_p \delta} \cdot \frac{S-b}{b} \right) \frac{k_n+1}{k_n} - r_0 (1 - \cos(\alpha)) \right); \quad (1.17)$$

на внутренней поверхности

$$p = \frac{ck_n}{k_n + \cos(\alpha)} \left(\left(\frac{H}{1 - i_p \delta} - \frac{bt}{S} \right) \frac{k_n+1}{k_n} - (r_0 - t)(1 - \cos(\alpha)) \right). \quad (1.18)$$

2. Сбегающего с почвы участка шины:

на наружной поверхности

$$p = \frac{ck_n}{\cos(\varphi)} \left(\frac{S-b}{S} t + H \left(1 - \frac{i_p \delta}{1 - i_p \delta} \cdot \frac{S-b}{b} \right) \frac{1}{k_n} - r_0 (1 - \cos(\varphi)) \right); \quad (1.19)$$

на внутренней поверхности

$$p = \frac{ck_n}{\cos(\varphi)} \left(\left(\frac{H}{1 - i_p \delta} - \frac{bt}{S} \right) \frac{1}{k_n} - (r_0 - t)(1 - \cos(\varphi)) \right). \quad (1.20)$$

Коэффициент буксования, при равных удельных давлениях на наружной и внутренней поверхности почвозацепа, находящегося в пятне контакта, находится из условия:

$$\delta_{выр} = \frac{bt}{SH + bt}. \quad (1.21)$$

1.3.4. Аналитическая оценка величин давлений в горизонтальной плоскости, действующих в пятне контакта движителя, нагруженного крутящим моментом, с почвой

В рассматриваемой работе показано, что в горизонтальном направлении коэффициент объемного смятия почвы (c_h) коррелируется с величиной коэффициента объёмной деформации почвы:

$$c_h = \frac{ch}{(1 - i_p \delta) t} . \quad (1.22)$$

Величина $i_p \delta$ в данном выражении относится к каждому почвенному кирпичу пятна контакта, следовательно

$$i_p = \frac{\alpha_T z}{2\pi} , \quad (1.23)$$

где α_T – угол между поперечным сечением шины: для набегающего на почву участка шины $\alpha_T = \alpha_0 - \alpha$, для сбегающего – $\alpha_T = \alpha_0 + \varphi$ [14].

В работе Гапича Д. С. показано, что «... рост удельных давлений на боковой поверхности любого почвозацепа будет происходить до тех пор, пока суммарное поджатие «почвенного кирпича» не вызовет его сдвиг по срезаемому основанию, и поэтому все приведённые зависимости справедливы только для тех значений коэффициента буксования, при которых справедливо неравенство $i_p \delta < \delta_{cr}$. Распределение удельных давлений на поверхностях элементов шины и контактирующей с ними почвенной средой зависит от характеристик шины C_r и почвы c , которые определяются экспериментально в зависимости от действующей вертикальной нагрузки и реализуемого крутящего момента (через коэффициент буксования)...» [14].

Если говорить в общем об изложенном материале, то он представляет собой математический аппарат, позволяющий опи-

сывать физическую картину процесса взаимодействия ведущего колеса с почвой.

Полученные аналитические зависимости могут решать такие задачи, как:

- математическое описание несущих свойств почвенного фона в вертикальной и горизонтальной плоскости;
- аналитическую оценку тяговых свойств трактора при различном характере нагружения крюковым усилием;
- обоснование и установление граничных уровней силового нагружения трактора в составе МТА.

1.4. Аналитическая оценка величины момента сопротивления колесного движителя, нагруженного крутящим моментом

В исследуемой работе показано, что «...момент сопротивления ведущего колеса трактора определяется суммой моментов сил сопротивления деформации почвы шиной M_{II} , гистерезисных сил сопротивления в шине M_{III} , сопротивлению перекатывания шины, крутящего момента M_{Φ} и тяговым моментом сопротивления M_T » [2]:

$$M_K = M_{II} + M_{III} + M_{\Phi} + M_T. \quad (1.24)$$

Величина тягового момента сопротивления, определяемая энергетическим уровнем выполняемой сельскохозяйственной операции, определяет величины составляющих момент сопротивления колеса.

Рассмотренные математические модели позволяют сделать вывод о том, что тяговый момент ведущего колеса определяется моментами сил смятия почвы почвозацепами в горизонтальном направлении, сил трения почвозацепов о почву наружными поверхностями и сил сопротивления смещения «почвенных кирпичей»

$$M_T = Q \left(r_0 - \frac{t}{2} \right) \frac{t_p}{t} \frac{i_{py} \delta}{(1 - i_{py})} + \mu \left(Q - Q_m \frac{S - b}{S} \right) \delta (r_0 - e) + \delta M_{cp}, \quad (1.25)$$

где $t_p = 1/2(t + t_H)$ – высота почвозацепа; t_H – высота почвозацепа; i_{py} – расчетное количество почвозацепов

$$i_{py} = \frac{1}{2} \left(\frac{3}{2} \cdot \frac{Q \cdot z}{2\pi C_r e} + 1 \right); \quad (1.26)$$

Q_m – вертикальная нагрузка, действующая на поверхность впадин почвозацепов, Н.

$$Q_m = \frac{3}{2} C_r \sqrt{\frac{2e_m^3}{r_0} (\sqrt{k+1} + 1)}, \quad (1.27)$$

$$e_m = \left(\frac{e}{1 - i_{py} \delta} - \frac{bt}{Sk} \right); \quad (1.28)$$

μ – коэффициент трения шины о почву; δM_{cp} – момент сопротивления сдвигу «почвенных кирпичей» по почве.

Выражение (1.25) верно при $\delta = \delta_{cp}/i$, где i – количество почвозацепов в пятне контакта.

Выражение (1.25) может быть использовано при тяговом расчтте трактора только при наличии значения полного тягового момента сопротивления. Его аналитическая оценка была выполнена использованием закона Кулона, устанавливающего зависимость между предельными тангенциальными напряжениями $[\tau]$ и нормальными напряжениями (σ) :

$$[\tau] = c_0 + \sigma \cdot \operatorname{tg}(\varphi), \quad (1.29)$$

где c_0 – коэффициент сцепления почвы, Н/м²; φ – угол внутреннего трения почвы о почву [14].

С учетом этого модель полного тягового момента сопротивления, в случае сдвига всех «почвенных кирпичей» выглядит следующим образом:

$$M_{cp} = Q_{mcp} \frac{S - b}{S} r_0 \left(\frac{2c_0 r_0 (B + 2t_H)}{C_r e_{mcp}} + \left[\operatorname{tg}(\varphi) - \frac{2c_0 (B + 2t_H)}{C_r} \right] \right). \quad (1.30)$$

Данное выражение позволило определить суммарный тяговый момент сопротивления при условии равенства $\delta = \delta_{cp}$:

$$M_{cp} = M_{T(\delta_{cp})} = Q_{mcp} \frac{S-b}{S} r_0 \left(\frac{2c_0 r_0 (B+2t_H)}{C_r e_{mcp}} + \left[\operatorname{tg}(\varphi) - \frac{2c_0 (B+2t_H)}{C_r} \right] \right) + \mu \left(Q - Q_m \frac{S-b}{S} \right) \delta (r_0 - e) \quad (1.31)$$

и значения буксования трактора при начале сдвига «почвенных кирпичей»:

$$Q \left(r_0 - \frac{t}{2} \right) \frac{t_p}{t} \cdot \frac{i_{py} \delta}{1 - i_{py}} = (1 - \delta_{cp}) Q_{mcp} \frac{S-b}{S} r_0 \left(\frac{2c_0 r_0 (B+2t_H)}{C_r e_{mcp}} + \left[\operatorname{tg}(\varphi) - \frac{2c_0 (B+2t_H)}{C_r} \right] \right) \quad (1.32)$$

где

$$e = 1,04 \sqrt{\frac{Q^2 r_0}{C_r^2 (\sqrt{k+1} + 1)}}, \quad (1.33)$$

$$Q_m = \frac{3}{2} C_r \sqrt{\frac{2e_{mcp}^3}{r_0 - t}}. \quad (1.33a)$$

Представленные зависимости описывают корреляцию между коэффициентом буксования движителя, его геометрическими размерами, вертикальной нагрузкой, характеристиками шины и почвы.

Развиваемый крутящий момент влияет на значения силовых (моментных) параметров колеса: M_ϕ , $M_{ш}$, $M_{п}$.

M_ϕ – момент сопротивления, вызванный деформацией формы колеса равен

$$M_\phi = \mu_k M_K Q r_b, \quad (1.34)$$

где r_b – радиус колесного диска, μ_k – коэффициент круговой эластичности шины, рад/Нм.

$$M_{II} = ck(r_0 - e) \frac{Be^2}{2}; \quad (1.35)$$

$$M_{III} = 1/2\alpha C_r e^2, \quad (1.36)$$

где α – коэффициент гистерезисных потерь.

Общий момент сопротивления движению

$$M_{fB} = \left[\frac{cB(r_0 - e)k^2}{(1 - \delta)^2} + \alpha C_r \right] \frac{e^2}{2} + \mu_k M_K Q r_b$$

так как $M_K = M_T + M_{fB}$, то

$$M_{fB} = \frac{1}{1 - \mu_k Q r_b} \left[\frac{cB(r_0 - e)k^2}{(1 - \delta)^2} + \alpha C_r \right] \frac{e^2}{2} + \mu_k M_T Q r_b. \quad (1.37)$$

На основании зависимости

$$P_f = 2(P_{fB} + P_{fII}), \quad (1.38)$$

где $P_{fB} = M_{fB}/(r_0 - e)$ – сопротивление движению ведущего колеса, а P_{fII} – сопротивление движению переднего колеса» [14].

Полученное выражение (1.37) было принято для расчета сопротивления движению трактора при условии несовпадения колеи переднего и заднего колеса. В случае движения ведущих колес трактора по колее передних колес общее сопротивление движению трактора принимается $P_f = 2P_{fB}$.

1.5. Математическое описание кривой буксования трактора

Кривая буксования трактора представлена в координатных осях «буксование – развиваемое тяговое усилие двигателем».

В анализируемой работе «...в качестве расчетной кривой, аппроксимирующей процесс буксования трактора, использована дробно-рациональная функция

$$\delta = \frac{k_\delta p}{1 - (1 - k_\delta)p^3}, \quad (1.39)$$

где p – относительное тяговое усилие, $p = P_T/P_{Tmax}$; $P_{Tmax} = M_{Tmax}/(r_0 - e)$; P_T — текущее тяговое усилие.

Базовыми точками, используемыми для расчета параметров дробно-рациональной функции, являлись характерные режимы работы ведущего колеса: 1 – значение коэффициента буксования и соответствующее ему тяговое усилие, при котором наблюдался сдвиг всех почвенных кирпичей в пятне контакта; 2 – значение коэффициента буксования и соответствующее ему тяговое усилие, при котором наблюдался срез последнего в пятне контакта «почвенного кирпича» (рис. 1.14)» [14].

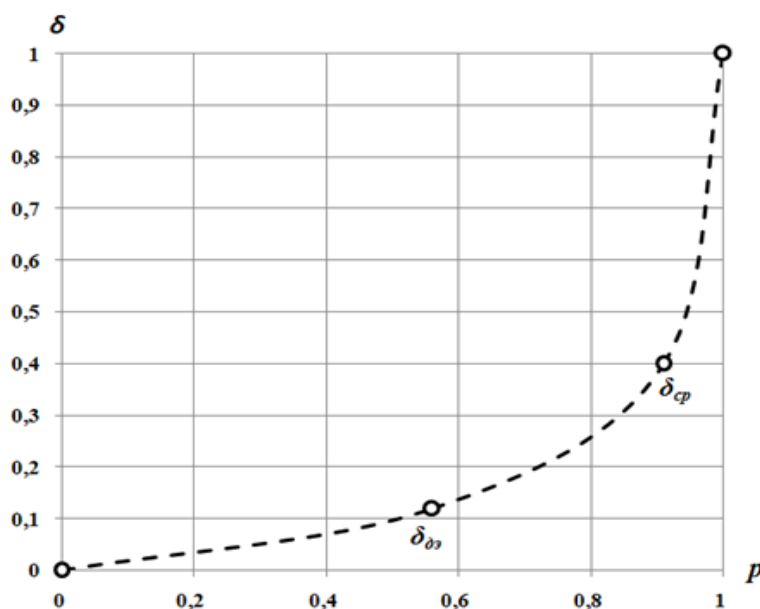


Рис. 1.14. Основные режимы работы ведущего колеса трактора: $\delta_{ср}$ – коэффициент буксования, при котором наблюдается полный срез «почвенных кирпичей» в пятне контакта шины с почвой; $\delta_{\deltaэ}$ – коэффициент буксования, при котором наблюдается начало среза «почвенных кирпичей»» [61]

«Для характерных режимов работы значение тягового усилия определяется зависимостями:

$$P_{T1} = Q \frac{r_0 - \frac{t}{2}}{r_0 - e} \cdot \frac{t_p}{t} \cdot \frac{i_{py} \delta_1}{1 - i_{py} \delta_1} + \mu \left(Q_1 - Q_m \frac{S - b}{S} \right) \delta_1 + \frac{\delta M_{ср}}{r_0 - e}. \quad (1.40)$$

$$P_{T2} = \frac{S - b}{S} \cdot \frac{Q_{мср} r_0}{r_0 - e} \left(\frac{2c_0 r_0 (B + 2t_H)}{C_r e_{мср}} + \left[\operatorname{tg}(\varphi) - \frac{2c_0 (B + 2t_H)}{C_r} \right] \right) + \mu \left(Q_2 - Q_m \frac{S - b}{S} \right) \delta_{ср}. \quad (1.41)$$

Результаты расчета приведены в таблице 1.4.

Таблица 1.4

Параметры дробно-рациональной функции

	c $\frac{с}{\partial aH/сM^3}$	κ	κ_n	c_Q $\frac{с_Q}{\partial aH/сM^3}$	δ_{ep}	$\delta_{всп}$	$P_{тер}$ $\frac{P_{тер}}{\partial aH}$	$P_{тmax}$ $\frac{\partial aH}{\partial aH}$		Q_{max} $\frac{\partial aH}{\partial aH}$	φ_m	$K_{\delta 0}$	$K_{\delta_{всп}}$	K_{δ}
								расч.	эксп.					
	0,05	4,000	7,060	0,046	0,295	0,002	800	1000	1050	1100	0,910	0,325	0,220	0,260
	0,10	2,000	3,530	0,046	0,290	0,008	935	1000		1100	0,910	0,320	0,22	0,260
	0,20	1,000	1,770	0,098	0,317	0,064	935	1050		1100	0,945	0,360	0,135	0,247
	0,30	0,670	1,180	0,098	0,315	0,089	935	1055	1060	1100	0,944	0,366	0,132	0,249
	0,40	0,500	0,882	0,098	0,312	0,100	935	1040		1108	0,940	0,370	0,125	0,247
	0,50	0,400	0,706	0,098	0,310	0,133	935	1040		1108	0,940	0,373	0,125	0,248
	0,60	0,334	0,590	0,098	0,310	0,158	935	1040		1108	0,940	0,374	0,125	0,249
	0,70	0,286	0,505	0,098	0,310	0,178	930	1040		1108	0,940	0,377	0,125	0,250
	0,80	0,250	0,442	0,098	0,310	0,200	935	1040		1108	0,940	0,377	0,130	0,252
	1,00	0,200	0,355	0,098	0,310	0,240	930	1040		1108	0,940	0,380	0,130	0,255
	1,22	0,160	0,284	0,098	0,310	0,270	925	1040	1020	1108	0,940	0,380	0,131	0,255
$P_{тл} = 1,47$	1,22	0,205	0,362	0,098	0,307	0,260	955	1040		1100	0,940	0,380	0,136	0,258
$C_t = 622$	1,05	2,7	4,75	0,098	0,330	0,002	1070	1175	1200	1135	1,130	0,348	0,140	0,244

Профессор Д. С. Гапич считал, что «... данная функция должна строиться в зависимости не от тягового усилия (фактически от крюкового усилия), а от полного горизонтального усилия, реализуемого крутящим моментом ведущего колеса, то есть от силы, учитывающей силовые затраты на качение самого ведущего колеса...» [14].

Измененными для данного случая окажутся зависимости (1.40) и (1.41):

$$P_{K1} = \left(\frac{c B k^2}{(1 - \delta_1)^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 - e} \right) \frac{e^2}{2} + \frac{\mu_k M_K Q r_b}{r_0 - e} + Q_1 \frac{r_0 - \frac{t}{2}}{r_0 - e} \frac{t_p}{t} \frac{i_{py} \delta_1}{(1 - i_{py} \delta_1)} + \mu \left(Q_1 - Q_m \frac{S - b}{S} \right) \delta_1 + \frac{\delta M_{cp}}{r_0 - e} \quad (1.42)$$

$$P_{K2} = \left(\frac{c B k^2}{(1 - \delta_{cp})^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 - e} \right) \frac{e^2}{2} + \frac{\mu_k M_K Q r_b}{r_0 - e} + \frac{S - b}{S} \frac{Q_{mcp} r_0}{r_0 - e} \left(\frac{2c_0 r_0 (B + 2t_H)}{C_r e_{mcp}} + [tg(\varphi) \frac{2c_0 (B + 2t_H)}{C_r}] \right) + \mu \left(Q_2 - Q_m \frac{S - b}{S} \right) \delta_{cp} \quad (1.43)$$

Учитывая, что $\frac{M_{K1}}{r_0 - e}$ в первом выражении равно P_{K1} , а во втором — $\frac{M_{K2}}{r_0 - e} = P_{K2}$, касательные усилия можно записать следующим образом:

$$P_{K1} = \frac{1}{(1 - \mu_k Q r_b)} X \left(\frac{c B k^2}{(1 - \delta_1)^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 - e} \right) \frac{e^2}{2} + Q_1 \frac{r_0 - \frac{t}{2}}{r_0 - e} \frac{t_p}{t} \frac{i_{py} \delta_1}{1 - i_{py} \delta_1} + \mu \left(Q_1 - Q_m \frac{S - b}{S} \right) \delta_1 + \frac{\delta M_{cp}}{r_0 - e} \quad (1.44)$$

$$P_{K2} = \frac{1}{(1 - \mu_k Q r_b)} \left(\frac{c B k^2}{(1 - \delta_{cp})^2} + \frac{\alpha C_r}{r_0 - e} \right) \frac{e^2}{2} + \mu \left(Q_2 - Q_m \frac{S - b}{S} \right) \delta_{cp} + \frac{S - b}{S} \frac{Q_{mcp} r_0}{r_0 - e} \left(\frac{2c_0 r_0 (B + 2t_H)}{C_r e_{mcp}} + tg(\varphi) \frac{2c_0 (B + 2t_H)}{C_r} \right) \quad (1.45) [14].$$

«Математически описанные две характерные точки кривой буксования дают возможность получить параметры дробно-рациональной функции в зависимости от касательного усилия P_K (по сути – от крутящего момента двигателя) по тому же алгоритму» [63].

Рассмотренная теория построения кривой буксования в функции от реализуемого касательного усилия интересна в первую очередь для решения задач технологической адаптации трактора в составе МТА, так как она позволяет не только правильно скомпоновать машинно-тракторный агрегат, но определить оптимальную массу трактора. Решение этой задачи может быть получено в результате совместного анализа уравнений 1,27, 1,37, 1,40, 1,41. При этом максимальную эксплуатационную массу трактора, нагруженного балластом, позволяющем реализовывать наибольшее усилие на крюке, может быть определен из следующих соображений.

Анализ расчетных данных табл. 1.4. показывает, что для почв, жесткость которых в вертикальной плоскости обеспечивает полное погружение почвозацепов шины, величина коэффициента буксования, при котором наблюдается срез всех почвенных кирпичей в пятне контакта (величина δ_{cp}), мало зависит от вертикальной нагрузки на колесо, что свидетельствует о постоянстве допустимого значения коэффициента буксования с увеличением вертикальной нагрузки на колесо.

Тогда можно предположить, что при балластировке трактора значение кинематического КПД колеса остается постоянным, при этом наблюдается увеличение номинального тягового усилия. При этом особое внимание следует уделять росту сопротивления движения трактора. Следовательно, пределом увеличения массы трактора следует считать такую догрузку трактора, которая не изменяет тягового КПД, увеличивая номинальное крюковое усилие.

Выводы

1. На основании динамической модели МТА можно изучать следующие задачи:

- оптимизация структурной схемы МТА при различных режимах и условиях эксплуатации;
- количественная оценка выходных эксплуатационных характеристик трактора по конструктивным характеристикам его отдельных элементов и условий их взаимодействия между собой;
- разработка критериальных условий оптимизации конструктивным характеристикам отдельных элементов МТА;
- математическое описание анализ тяговых свойств тракторов при различных условиях нагружения;
- технологическая адаптация существующего МТА к заданным условиям эксплуатации».

2. Под технологической адаптацией трактора понимается обеспечение минимальных затрат на единицу выполненной работы при заданном качестве технологического процесса. В качестве основных варьируемых параметров МТА, влияющих на эффективность работы колесных тракторов в составе МТА, являются массовые параметры трактора (эксплуатационная масса трактора, распределение массы трактора по осям). Остальные параметры можно рассматривать как неуправляемые. Часть из них устанавливается заводом-изготовителем, регламентированы они под конкретную технологическую операцию, другая часть (третья группа факторов) ограничена по возможности использования.

3. В основу технологической адаптации трактора может быть заложен критерий «допустимого коэффициента буксования», обеспечивающего сохранение структурного состава почвы.

4. Выявлено отсутствие научно-обоснованных рекоменда-

ций по балластированию тракторов в конкретных зональных условиях эксплуатации.

5. Спрогнозировано, что пределом увеличения массы трактора следует считать такую его догрузку, которая, не изменяя тягового КПД, увеличивает номинальное крюковое усилие.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ МАССЫ ТРАКТОРА

2.1. Определение номинального крюкового усилия трактора с колесной формулой 4К4

Использование в современных тракторах привода на все колеса значительно усложняет конструкцию ходовой системы трактора. Дополнительные трудности возникают при использовании блокированного привода мостов трактора. Связано это с вероятностью появления явления кинематического рассогласования в движении колес трактора, что приводит к дополнительным механическим потерям в трансмиссии и снижению силы тяги, росту коэффициента буксования, снижению эксплуатационных показателей МТА.

«Равенство поступательных скоростей движения ведущих мостов трактора является достаточным и необходимым условием кинематического согласованности движения колесных движителей

$$V_T^{3M} (1 - \delta^{3M}) = V_T^{OM} (1 - \delta^{OM}), \quad (2.1)$$

где V_T^{3M} , V_T^{OM} – поступательные скорости движения забегающего и отстающего мостов трактора» [61].

В классической теории тяговых машин вводится понятие «коэффициент кинематического несоответствия», аналитическое выражение которого имеет вид:

$$k_H = 1 - \frac{V_T^{3M}}{V_T^{OM}} = 1 - \frac{r_\delta^{3M}}{r_\delta^{OM}} \cdot \frac{i^{OM}}{i^{3M}}, \quad (2.2)$$

где r_δ^{3M} , r_δ^{OM} – динамические радиусы качения колес, принадле-

жащих отстающему и забегающему мосту; i^{3M} , i^{0M} – передаточные числа трансмиссии отстающего и забегающего мостов трактора.

Коэффициент кинематического несоответствия имеет отрицательное значение для забегающего моста, так как для него справедливо выражение $V_T^{3M} > V_T^{0M}$.

В этом случае выражение (2.2) можно привести к виду:

$$\delta^{0M} = \delta^{3M} + k_H(1 - \delta^{3M}). \quad (2.3)$$

Если учитывать то, что коэффициент кинематического несоответствия – величина отрицательная, то неравенство $\delta^{0M} < \delta^{3M}$ характеризует допустимые режимы согласованной работы движителей ведущих мостов.

При выполнении условия $k_H = 0$ (полное кинематическое соответствие) будут обеспечиваться наилучшие показатели трактора. На практике добиться такого условия при использовании блокированного привода ведущих мостов трактора при различных видах нагружения трактора крюковым усилием невозможно. Связано это с изменяющейся деформацией шины ведущего колеса, что приводит к изменению динамического радиуса колеса. Несответствие кинематических режимов работы ведущих мостов устраняется буксованием их движителей, что в конечном счете приводит к снижению тяговых показателей трактора. Поэтому при моделировании тяговых свойств тракторов в расчетах следует учитывать условие появления кинематического рассогласования в движении колес трактора, определяемое как конструкцией трансмиссии трактора, так и характеристиками почвенного фона.

2.1.1. Аналитическое определение тягово-сцепных свойств забегающего моста трактора

Аналитический расчет кривой буксования (кривая нагружения ведущего моста) с последующим установлением номиналь-

ного крюкового усилия трактора будем вести по алгоритму, представленному в работе [14].

1. Расчет максимального тягового усилия из системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{Tmax} = Q_{mcp} \frac{S-b}{S} \frac{r_0}{r_0-e} \left(\frac{2c_0(B+2t_n)r_0}{C_r e_{mcp}} + tg\phi - \frac{2c_0(B+2t_n)}{C_r} \right) + \\ + \mu \left(Q - Q_{mcp} \frac{S-b}{S} \right) \\ Q = Q_c + \frac{P_{Tmax} h_{kp}}{L} \\ Q_{mcp} = \frac{2}{3} C_r (\sqrt{k+1} + 1) \sqrt{\frac{2e_{mcp}^3}{r_0 - t}} \\ e = e_c + \frac{P_{Tmax} h_{kp}}{1,44L \sqrt[3]{\frac{C_r^2 Q}{r_0} (1 + \sqrt{k+1})^2}} \\ e_{mcp} = \frac{e}{1 - \delta_{cp}} - \frac{bt}{k_{II} S} (1 - \delta_{cp}) \end{array} \right. \quad (2.4)$$

Параметры δ_{cp} , Q_{mcp} , e_{mcp} находятся из решения системы уравнений (2.5):

$$\left\{ \begin{array}{l} Q \left((r_0 - \frac{t}{2}) \frac{t_p}{t} \delta_{cp} = (1 - \delta_{cp})^2 \frac{S-b}{S} r_0 Q_m \left[\frac{2c_0(B+2t_n)r_0}{C_r e_m} + tg\phi - \frac{2c_0(B+2t_n)}{C_r} \right] \right) \\ Q = Q_c + \frac{P_{Tcp} h_{kp}}{L} \\ Q_m = \frac{2}{3} C_r (1 + \sqrt{k+1}) \sqrt{\frac{2e_m^3}{r_0 - t}} \\ e = 1,04 \sqrt[3]{\frac{Q^2 r_0}{C_r^2 (1 + \sqrt{k+1})^2}} \\ e_m = \left(\frac{e}{1 - \delta_{cp}} - \frac{bt}{k_{II} S} \right) (1 - \delta_{cp}) \\ P_{Tcp} = Q_m \frac{S-b}{S} \frac{r_0}{r_0-e} \left[\frac{2c_0(B+2t_n)r_0}{C_r e_m} + tg\psi - \frac{2c_0(B+2t_n)}{C_r} \right] + \\ + \mu \left(Q - Q_m \frac{S-b}{S} \right) \delta_{cp} \end{array} \right. \quad (2.5)$$

2. Рассчитывается значение допустимого коэффициента буксования δ_{cp} , соответствующее характерному режиму работы колеса (сдвиг всех «почвенных кирпичей» в пятне контакта), и соответствующее данному значению тяговое усилие из системы уравнений (2.6):

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(r_0 - \frac{t}{2} \right) \frac{t_p}{t} \delta_{cp} = (1 - \delta_{cp})^2 \frac{S - b}{S} r_0 \left[\frac{2c_0(B + 2t_n)r_0}{C_r e} + tg\psi \frac{2c_0(B + 2t_n)}{C_r} \right] \\ Q = Q_c + \frac{P_{Tcp} h_{kp}}{L} \\ e = 1,04 \sqrt[3]{\frac{Q^2 r_0}{C_r^2 (1 + \sqrt{k + 1})^2}} \\ P_{Tcp} = Q \frac{Sb}{S} \frac{r_0}{r_0 - e} \left[\frac{2c_0(B + 2t_n)r_0}{C_r e} + tg\phi - \frac{2c_0(B + 2t_n)}{C_r} \right] + \mu Q \frac{b}{S} \delta_{cp}. \end{array} \right. \quad (2.6)$$

3. Определяется значение коэффициента пропорциональности k_δ

$$k_\delta = \frac{\delta_{cp} (1 - p^3)}{p - \delta_{cp} p^3} \quad (2.7)$$

Результаты счета основных параметров кривой буксования по забегающему мосту трактора Zetor ANT при изменении его эксплуатационной массы от 4800 до 6000, представлены в табл. 2.1

Таблица 2.1

**Результаты параметров кривой буксования
забегающего моста трактора**

с, МН/м ³	$\delta_{\partial\partial}$	δ_{cp}	$P_{T\partial\partial}$, Н	P_{Tmax} , Н	$k_{\delta\partial\partial}$
1	2	3	4	5	6
<i>Масса трактора (кг) – 4800</i>					
0,05	0,10	0,33	12253,52	36687,28	0,30
1,0	0,11	0,32	12685,33	35641,67	0,31
1,5	0,12	0,32	12909,54	35221,57	0,31
2,0	0,12	0,32	13051,47	34991,27	0,31
2,5	0,12	0,32	13150,07	34845,07	0,31
3,0	0,12	0,32	13221,73	34743,78	0,31
3,5	0,12	0,32	13274,48	34669,36	0,31
4,0	0,12	0,32	13312,63	34612,34	0,31
4,5	0,12	0,32	13338,57	34567,24	0,31

Продолжение табл. 2.1

1	2	3	4	5	6
<i>Масса трактора (кг) – 5000</i>					
0,05	0,10	0,33	12581,96	37897,45	0,30
1,0	0,11	0,32	13025,49	36846,55	0,30
1,5	0,11	0,32	13255,97	36424,84	0,30
2,0	0,12	0,32	13402,14	36193,83	0,30
2,5	0,12	0,32	13504,06	36047,25	0,31
3,0	0,12	0,32	13578,58	35945,72	0,31
3,5	0,12	0,32	13634,00	35871,15	0,31
4,0	0,12	0,32	13674,80	35814,03	0,31
4,5	0,12	0,32	13703,47	35768,85	0,31
<i>Масса трактора (кг) – 5200</i>					
0,05	0,10	0,33	12908,92	39105,95	0,30
1,0	0,11	0,32	13364,16	38050,38	0,30
1,5	0,11	0,32	13600,87	37627,35	0,30
2,0	0,12	0,32	13751,22	37395,79	0,30
2,5	0,12	0,32	13856,36	37248,93	0,30
3,0	0,12	0,32	13933,63	37147,24	0,30
3,5	0,12	0,32	13991,60	37072,58	0,30
4,0	0,12	0,32	14034,89	37015,40	0,30
4,5	0,12	0,32	14066,13	36970,17	0,30
<i>Масса трактора (кг) – 5400</i>					
0,05	0,10	0,33	13234,52	40312,99	0,29
1,0	0,11	0,32	13701,47	39253,36	0,30
1,5	0,11	0,32	13944,36	38829,29	0,30
2,0	0,11	0,32	14098,82	38597,33	0,30
2,5	0,11	0,32	14207,11	38450,30	0,30
3,0	0,12	0,31	14287,05	38348,53	0,30
3,5	0,12	0,31	14347,45	38273,83	0,30
4,0	0,12	0,31	14230,29	38216,63	0,30
4,5	0,12	0,31	14426,74	38171,40	0,30
<i>Масса трактора (кг) – 5600</i>					
0,05	0,10	0,32	13558,85	41518,78	0,29
1,0	0,11	0,32	14037,50	40455,68	0,29
1,5	0,11	0,32	14286,55	40030,83	0,30
2,0	0,11	0,32	14445,07	39798,64	0,30
2,5	0,11	0,31	14556,43	39651,54	0,30
3,0	0,11	0,31	14638,96	39549,76	0,30
3,5	0,12	0,31	14701,70	39475,08	0,30
4,0	0,12	0,31	14749,59	39417,90	0,30
4,5	0,12	0,31	14785,49	39372,69	0,30

1	2	3	4	5	6
<i>Масса трактора (кг) – 5800</i>					
0,05	0,10	0,32	13882,01	42723,51	0,29
1,0	0,10	0,32	14372,36	41657,52	0,29
1,5	0,11	0,32	14627,53	41232,14	0,29
2,0	0,11	0,31	14790,06	40999,87	0,29
2,5	0,11	0,31	14904,45	40852,79	0,29
3,0	0,11	0,31	14989,48	40751,08	0,30
3,5	0,11	0,31	15054,47	40676,46	0,30
4,0	0,11	0,31	15104,51	40619,35	0,30
4,5	0,11	0,31	15142,55	40574,20	0,30
<i>Масса трактора (кг) – 6000</i>					
0,05	0,09	0,32	14204,06	43927,34	0,28
1,0	0,10	0,32	14706,13	42859,01	0,29
1,5	0,11	0,31	14967,40	42433,37	0,29
2,0	0,11	0,31	15133,90	42201,16	0,29
2,5	0,11	0,31	15251,26	42054,21	0,29
3,0	0,11	0,31	15338,73	41952,62	0,29
3,5	0,11	0,31	15405,89	41878,12	0,29
4,0	0,11	0,31	15457,99	41821,11	0,29
4,5	0,11	0,31	15498,06	41776,06	0,29

2.1.2. Аналитическое определение тягово-сцепных свойств отстающего моста трактора

Система уравнений (2.4), представленная в разделе 2.1.1, может быть использована для определения максимального тягового усилия, развиваемого отстающим мостом трактора. Однако требуется ее корректировка ввиду того, что следует ожидать роста перераспределения массы трактора на передний мост при нагружении его крюковым усилием. Данное условие вносит уточнение знака в формулах, определяющих значение деформации шины и нагрузки на мост трактора.

Определяется значение коэффициента буксования переднего моста по системе уравнений (2.9):

$$\left\{ \begin{aligned} P_{T \max} &= Q \cdot \left[\frac{S-b}{S} \cdot \left[\frac{2 \cdot c_0 \cdot (B+2 \cdot t_H) \cdot r_0}{C_r \cdot e} + tg \psi - \frac{2 \cdot c_0 \cdot (B+2 \cdot t_H)}{C_r} \right] + \mu \cdot \frac{b}{S} \right] \\ Q &= Q_c - \frac{P_{T \max} \cdot h_{kp}}{L} \\ e &= e_c - \frac{P_{T \max} \cdot h_{kp}}{L \cdot \left[1.44 \cdot \sqrt[3]{\frac{C_r^2 \cdot Q}{r_0} \cdot (1 + \sqrt{k+1})^2} \right]} \end{aligned} \right. \quad (2.8)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \left(r_0 - \frac{t}{2} \right) \frac{t_p}{t} \delta_{cp} &= (1 - \delta_{cp})^2 \frac{S-b}{S} r_0 \left[\frac{2c_0(B+2t_H)r_0}{C_r e} + tg \psi - \frac{2c_0(B+2t_H)}{C_r} \right] \\ Q &= Q_c - \frac{P_{Tcp} \cdot h_{kp}}{L} \\ e &= 1.04 \sqrt[3]{\frac{Q^2 r_0}{C_r^2 (1 + \sqrt{k+1})^2}} \\ P_{Tcp} &= Q \left[\frac{S-b}{S} \frac{r_0}{e} \left[\frac{2c_0(B+2t_H)r_0}{C_r e} + tg \psi - \frac{2c_0(B+2t_H)}{C_r} \right] + \mu \frac{b}{S} \delta_{cp} \right] \end{aligned} \right. \quad (2.9)$$

Результаты счета основных параметров кривой буксования по отстающему мосту трактора Zetor ANT, при изменении его эксплуатационной массы от 4800 до 6000, представлены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

**Результаты параметров кривой буксования
отстающего моста трактора**

с, МН/м ³	$\delta_{дэ}$	δ_{cp}	$P_{Tдэ}$, Н	P_{Tmax} , Н	P_{Tcp} , Н	$k_{дэ}$
1	2	3	4	5	6	7
<i>Масса трактора (кг) – 4800</i>						
0,05	0,10	0,31	7726,15	18673,36	23346,42	0,30
1,0	0,11	0,31	8067,35	17930,09	22598,15	0,30
1,5	0,12	0,30	8258,77	17617,58	22285,03	0,31
2,0	0,12	0,30	8385,90	17441,12	22108,70	0,31
2,5	0,12	0,30	8477,98	17326,69	21994,57	0,31
3,0	0,13	0,30	8548,23	17246,10	21914,30	0,31
3,5	0,13	0,30	8603,60	17186,13	21854,63	0,31
4,0	0,13	0,30	8648,14	17139,71	21808,47	0,31
4,5	0,13	0,30	8684,32	17102,66	21771,66	0,31

Продолжение табл. 2.2

1	2	3	4	5	6	7
<i>Масса трактора (кг) – 5000</i>						
0,05	0,10	0,31	7935,01	19269,35	24135,49	0,29
1,0	0,11	0,31	8285,49	18520,84	23382,96	0,30
1,5	0,12	0,30	8482,15	18206,53	23068,54	0,30
2,0	0,12	0,30	8612,82	18029,21	22891,66	0,30
2,5	0,12	0,30	8707,54	17914,28	22777,23	0,30
3,0	0,12	0,30	8779,91	17833,39	22696,81	0,31
3,5	0,12	0,30	8837,10	17773,21	22637,05	0,31
4,0	0,13	0,30	8883,24	17726,63	22590,83	0,31
4,5	0,13	0,30	8920,92	17689,47	22553,99	0,31
<i>Масса трактора (кг) – 5200</i>						
0,05	0,10	0,31	8142,90	19864,04	24923,46	0,29
1,0	0,11	0,31	8502,64	19110,70	24167,11	0,30
1,5	0,11	0,30	8704,52	18794,81	23851,60	0,30
2,0	0,12	0,30	8838,70	18616,74	23674,29	0,30
2,5	0,12	0,30	8936,03	18501,40	23559,67	0,30
3,0	0,12	0,30	9010,49	18420,25	23479,15	0,30
3,5	0,12	0,30	9069,44	18359,91	23419,35	0,30
4,0	0,12	0,30	9117,15	18313,22	23373,11	0,30
4,5	0,12	0,30	9156,26	18275,97	23336,26	0,30
<i>Масса трактора (кг) – 5400</i>						
0,05	0,10	0,31	8349,88	20457,55	25710,46	0,29
1,0	0,11	0,30	8718,89	19699,80	24950,72	0,29
1,5	0,11	0,30	8925,97	19382,52	24634,33	0,30
2,0	0,12	0,30	9063,63	19203,83	24456,71	0,30
2,5	0,12	0,30	9163,55	19088,16	24341,98	0,30
3,0	0,12	0,30	9240,06	19006,81	24261,43	0,30
3,5	0,12	0,30	9300,73	18946,35	24201,63	0,30
4,0	0,12	0,30	9349,95	18899,57	24155,41	0,30
4,5	0,12	0,30	9390,45	18862,28	24118,58	0,30
<i>Масса трактора (кг) – 5600</i>						
0,05	0,09	0,31	8555,14	21050,02	26496,62	0,28
1,0	0,10	0,30	8934,30	20288,26	25733,90	0,29
1,5	0,11	0,30	9146,56	19969,76	25416,82	0,30
2,0	0,11	0,30	9287,68	19790,56	25239,02	0,30
2,5	0,12	0,30	9390,15	19674,64	25124,26	0,30
3,0	0,12	0,30	9468,68	19593,16	25043,73	0,30
3,5	0,12	0,30	9531,04	19532,61	24983,98	0,30
4,0	0,12	0,30	9581,74	19485,79	24937,81	0,30
4,5	0,12	0,30	9623,58	19448,47	24901,04	0,30

1	2	3	4	5	6	7
<i>Масса трактора (кг) – 5800</i>						
0,05	0,09	0,31	8760,49	21641,55	27282,04	0,28
1,0	0,10	0,30	9148,91	20876,16	26516,74	0,29
1,5	0,11	0,30	9366,35	20556,64	26199,17	0,29
2,0	0,11	0,30	9510,91	20377,04	26021,29	0,29
2,5	0,11	0,30	9615,90	20260,94	25906,58	0,30
3,0	0,12	0,30	9696,43	20179,37	25826,14	0,30
3,5	0,12	0,30	9760,45	20118,79	25766,48	0,30
4,0	0,12	0,29	9812,59	20071,95	25720,40	0,30
4,5	0,12	0,29	9855,73	20034,63	25683,72	0,30
<i>Масса трактора (кг) – 6000</i>						
0,05	0,09	0,31	8965,36	22232,08	28066,81	0,28
1,0	0,10	0,30	9362,79	21463,60	27299,33	0,29
1,5	0,11	0,30	9585,38	21143,24	26981,45	0,29
2,0	0,11	0,30	9733,37	20963,34	26803,61	0,29
2,5	0,11	0,30	9840,87	20847,13	26689,03	0,29
3,0	0,11	0,29	9923,37	20765,53	26608,73	0,29
3,5	0,12	0,29	9989,02	20704,96	26549,21	0,29
4,0	0,12	0,29	10042,57	20658,14	26503,26	0,30
4,5	0,12	0,29	10086,97	20620,84	26466,68	0,30

Результаты расчетов кривых буксования отстающего и забегающего ведущих мостов трактора Zetor ANT для почвенного фона «стерня» представлены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Результаты параметров кривой буксования ведущих мостов трактора для почвенного фона «стерня»

Масса трактора, кг	$\delta_{дэ}$	$P_{Тдэ}$, Н	$P_{Тmax}$, Н	$k_{ддэ}$	$\delta_{ср}$	$P_{Тср}$, Н
1	2	3	4	5	6	7
<i>Задний мост</i>						
4800	0,12	13312,63	34612,34	0,31	0,32	28597,57
5000	0,12	13674,80	35814,03	0,31	0,32	29548,96
5200	0,12	14034,89	37015,40	0,30	0,32	30499,64
5400	0,12	14230,29	38216,63	0,30	0,31	31537,99
5600	0,12	14749,59	39417,90	0,30	0,31	32399,64
5800	0,11	15104,51	40619,35	0,30	0,31	33349,29
6000	0,11	15457,99	41821,11	0,29	0,31	34298,89

1	2	3	4	5	6	7
<i>Передний мост</i>						
4800	0,13	8648,14	21808,47	0,31	0,30	17139,71
5000	0,13	8883,24	22590,83	0,31	0,30	17726,63
5200	0,12	9117,15	23373,11	0,30	0,30	18313,22
5400	0,12	9349,95	24155,41	0,30	0,30	18899,57
5600	0,12	9581,74	24937,81	0,30	0,30	19485,79
5800	0,12	9812,59	25720,40	0,30	0,29	20071,95
6000	0,12	10042,57	26503,26	0,30	0,29	20658,14

По результатам данных табл. 2.3 построены графические характеристики тягово-сцепных свойств ведущих мостов трактора на почвенном фоне «стерня», при изменении его эксплуатационной массы от номинальной – 4800 кг до максимально допустимой – 6000 кг, рис. 2.1.

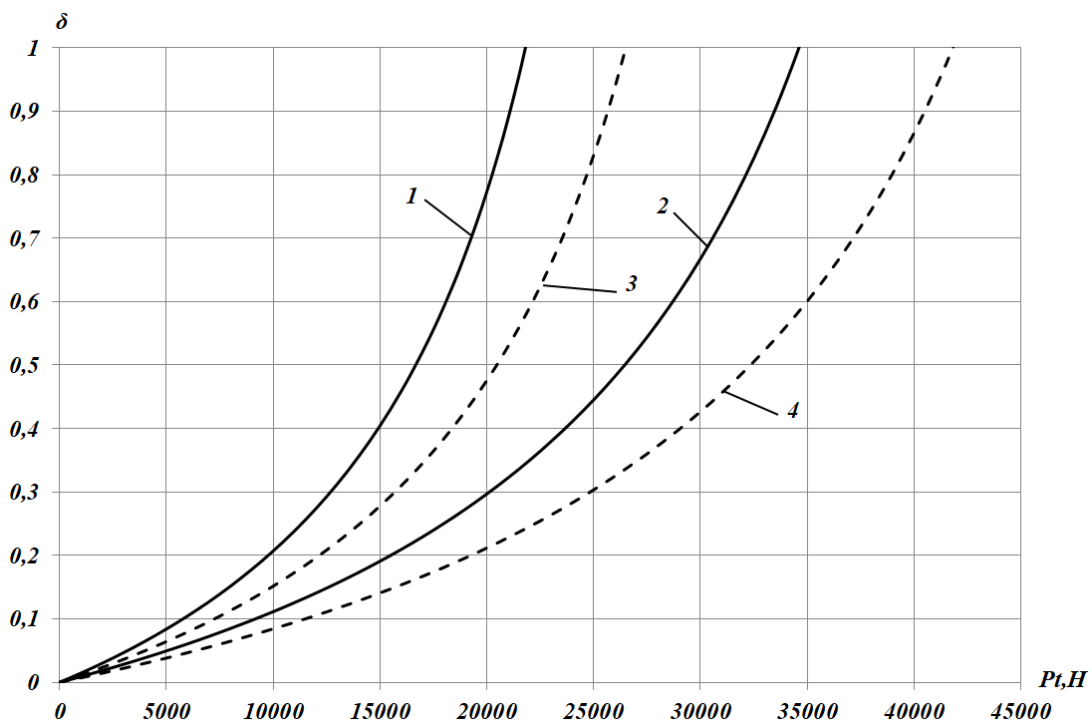


Рис. 2.1. Расчетные зависимости коэффициента буксования движителей ведущих мостов трактора Zetor ANТ при различной эксплуатационной массе (кривая буксования: 1 – отставящего моста, масса трактора 4800 кг; 2 – забегающего моста, масса трактора 4800 кг; 3 – отставящего моста, масса трактора 6000 кг; 4 – забегающего моста, масса трактора 6000 кг)

2.1.3. Аналитический расчет условной тяговой характеристики трактора

Для проведения тягового расчета необходима общая тяговая характеристика трактора, учитывающая как кинематическое несоответствие движителей мостов, так и кинематические потери трактора в целом, данное условие представленный выше алгоритм счета выполнить не может.

Суммировать представленные на рис. 2.1 графические зависимости можно, если рассматривать процесс буксования колесного трактора в целом, не как кинематический параметр, определяющий долю потерянной скорости при буксовании, а как энергетический параметр, определяющий долю мощности энергетической установки, подводимой к колесным движителям. Такое допущение может быть принято при условии прямолинейного движения трактора, движители ведущих мостов которого имеют различные значения коэффициентов буксования, обусловленное кинематическим рассогласованием в движении.

Тогда значение суммарной мощности, затрачиваемой на буксование трактора, можно представить зависимостью:

$$N_{\delta} = \delta N_k = \delta_1 N_{k_1} = \delta_2 N_{k_2}, \quad (2.10)$$

где N_{k_1} , N_{k_2} – мощность, подводимая к ведущим колесам трактора; δ – условный коэффициент буксования трактора.

$$\delta = \frac{\delta_1 N_{k_1} + \delta_2 N_{k_2}}{N_k} = \frac{\delta_1 N_{k_1} + \delta_2 N_{k_2}}{N_{k_1} + N_{k_2}}. \quad (2.11)$$

Мощность, подводимая к ведущим колесам:

$$N_{k_1} = P_{k_1} V_T (1 - \delta_1);$$

$$N_{k_2} = P_{k_2} V_T (1 - \delta_2),$$

где V_T – теоретическая скорость трактора.

Следовательно, выражение (2.11) можно записать в виде:

$$\delta = \frac{\delta_1 P_{k_1} V_T (1 - \delta_1) + \delta_2 P_{k_2} V_T (1 - \delta_2)}{P_{k_1} V_T (1 - \delta_1) + P_{k_2} V_T (1 - \delta_2)} = \frac{\delta_1 P_{k_1} (1 - \delta_1) + \delta_2 P_{k_2} (1 - \delta_2)}{P_{k_1} (1 - \delta_1) + P_{k_2} (1 - \delta_2)} . \quad (2.12)$$

При использовании данного алгоритма возможность появления кинематического рассогласования поступательных скоростей движения ведущих мостов трактора не рассматривается. Принимается, что ведущие мосты двигаются независимо друг от друга. Ниже представлен скорректированный алгоритм, позволяющий получить тяговую характеристику трактора 4К4, учитывающий кинематическую согласованность работы ведущих мостов трактора.

1. Согласно системам уравнений 2.8, 2.9 рассчитывается кривая буксования переднего моста.

2. Используя значения характерных режимов работы переднего моста, определяются значения характерных режимов работы заднего моста $\delta_{дэ}^{ом}$, согласно зависимости 2.2:

$$\delta_{дэ\text{расч}}^{заб.м} = \frac{\delta_{дэ}^{отст.м} - k_H}{1 - k_H} . \quad (2.13)$$

Если в случае результатов счета окажется, что $\delta_{дэ\text{расч}}^{3м} > \delta_{ср}^{3м}$, то принимаем режим $\delta_{дэ\text{расч}}^{3м} = \delta_{ср}^{3м}$. Режим работы ведущих мостов принимаем допустимым при выполнении условия $\delta_{дэ\text{расч}}^{3м} < \delta_{ср}^{3м}$. Значение коэффициента кинематического соответствия определяется по значениям передаточных чисел трансмиссии и радиусов ведущих колес.

3. Используя функцию кривой буксования забегающего моста, рассчитывается относительное тяговое усилие на допустимом режиме работы

$$\delta_{\partial \varepsilon_{расч}}^{заб..м} = \frac{k_{\delta}^{заб..м} P_{онт}^{заб..м}}{1 - (1 - k_{\delta}^{заб..м})(P_{онт}^{заб..м})^3}$$

$$\delta_{\partial \varepsilon_{расч}}^{заб..м} (1 - (1 - k_{\delta}^{заб..м})(P_{онт}^{заб..м})^3) = k_{\delta}^{заб..м} P_{онт}^{заб..м}$$

$$\delta_{\partial \varepsilon_{расч}}^{заб..м} (1 - k_{\delta}^{заб..м})(P_{онт}^{заб..м})^3 + k_{\delta}^{заб..м} P_{онт}^{заб..м} - \delta_{\partial \varepsilon_{расч}}^{заб..м} = 0$$

Разделим каждое слагаемое на $\delta_{\partial \varepsilon_{расч}}^{заб..м} (1 - k_{\delta}^{заб..м})$, получим

$$(P_{онт}^{заб..м})^3 + \frac{k_{\delta}^{заб..м}}{\delta_{\partial \varepsilon_{расч}}^{заб..м} (1 - k_{\delta}^{заб..м})} P_{онт}^{заб..м} - \frac{1}{(1 - k_{\delta}^{заб..м})} = 0. \quad (2.14)$$

Решение полученного кубического уравнения позволяет, определить искомый параметр.

4. Рассчитывается оптимальное касательное усилие забегающего моста $P_{k_{онт}}^{заб..м}$:

$$P_{k_{онт}}^{заб..м} = P_{онт}^{заб..м} P_{k_{max}}^{заб..м}, \quad (2.15)$$

где $P_{k_{max}}^{заб..м}$ – касательное усилие, реализуемое двигателями забегающего моста.

По полученному расчетному значению проверяем значение коэффициента буксования забегающего моста. Режим работы принимается допустимым, если выполняется условие $\delta_{\partial \varepsilon_{расч}}^{3М} < \delta_{ср}^{3М}$.

Результаты расчетов кривых буксования по предложенному скорректированному алгоритму и реперные точки, характеризующие основные режимы работы двигателей ведущих мостов трактора Zetor ANT, представлены на рис. 2.2.

5. Рассчитывается суммарное тяговое усилие развиваемое ведущими мостами трактора:

$$P_{к} = P_{к_{онт}}^{3М} + P_{к_{онт}}^{0М}. \quad (2.16)$$

Значение условного коэффициента буксования трактора для полученного значения развиваемого тягового усилия определяется по зависимости (2.12).

Таким образом, получены значения характерного режима работы движителей мостов трактора с колесной формулой 4К4, соответствующего номинальному тяговому усилию. По данным значениям рассчитываются коэффициенты дробно-рациональной функции условной кривой буксования трактора в целом. Результаты счета по предложенной модели представлены на рис. 2.2, кривые 5 и 6.

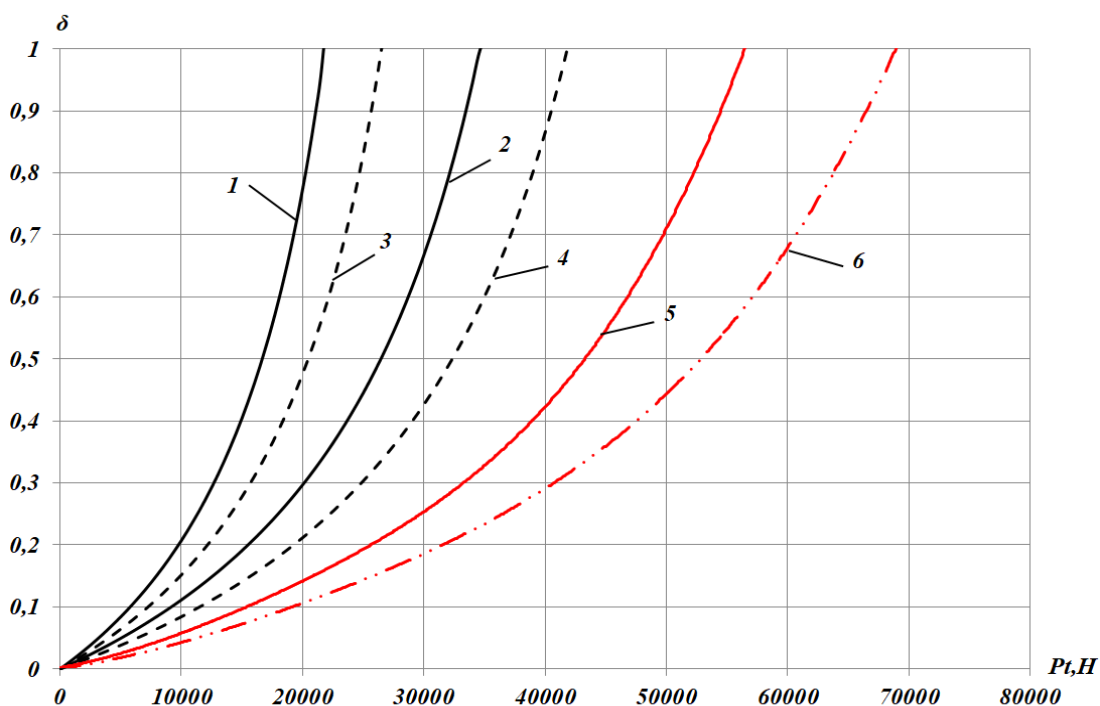


Рис. 2.2. Тяговые характеристики движителей ведущих мостов и трактора Zetor ANT при различной эксплуатационной массе трактора (1 – отступающий мост, масса трактора 4800 кг; 2 – забегающий мост, масса трактора 4800 кг; 3 – отступающий мост, масса трактора 6000 кг; 4 – забегающий мост, масса трактора 6000 кг; 5 – кривая условного коэффициента буксования трактора массой 6000 кг)

2.1.4. Тяговая характеристика трактора при динамическом характере крюкового усилия

При работе трактора в составе МТА все динамические нагрузки, действующие на трактор со стороны почвообрабатывающего орудия, формируются в его крюковом усилии. В этом смысле дан-

ный параметр можно считать интегральным показателем динамических процессов проводимой почвообрабатывающей операции. Согласно анализу работ [1, 14, 15, 57, 58, 75, 85, 110, 117], нагрузка, действующая на трактор, является случайной функцией времени.

Согласно [15, 17, 35], можно принять, что рассматриваемая случайная функция представляет собой сумму двух составляющих: 1 – статической P_H , являющейся номинальным силовым уровнем выполняемой почвообрабатывающей операции на скорости до 4 км/ч; 2 – динамической $\Delta P_{кр}$, характеризующей увеличение крюкового усилия при работе на скоростях более 4 км/ч.

$$P_{кр} = P_H + \Delta P_{кр} . \quad (2.17)$$

Входящая в состав крюкового усилия динамическая составляющая, в зависимости от скорости движения и вида сельскохозяйственной операции, варьируется в диапазоне $0,17-0,35P_{кр}$ для колесных тракторов. Значение номинального крюкового усилия трактора ограничивается его тяговой характеристикой буксования, характеризующего либо максимальное КПД ходовой системы трактора, либо истиранием почвы колесными движителями.

Исходя из вышесказанного, можно предположить, что тяговые показатели трактора при динамическом характере крюкового усилия будут определяться значением динамической составляющей крюкового усилия $\Delta P_{кр}$, основными характеристиками которой, как случайного процесса, являются частота и амплитуда колебаний.

В работе [56, 64, 67] показано, что амплитуда колебаний крюкового усилия трактора оказывает меньшее влияние на коэффициент буксования колёсного трактора, чем частота колебаний. Связано это с тем, что действие почвообрабатывающего орудия на остов трактора может быть оценено величиной ускорения колебания, определяемой зависимостью:

$$a = \frac{A_{P_{кр}}}{c_i} \lambda_i^2, \quad (2.18)$$

где $A_{P_{кр}}$ – амплитуда колебания тягового сопротивления; λ – частота колебания крюкового усилия.

Данное выражение показывает, что частота колебания крюкового усилия связана с ускорением колебаний трактора степенной зависимостью, а амплитуда колебаний – линейной. Поэтому рассмотрим только влияние частоты крюковой нагрузки на тяговые показатели колесного трактора, что будет определять воздействие нагружения трактора реальным крюковым усилием, обусловленным заданной технологической операцией, на закономерность изменения его тяговых показателей.

Динамический характер крюкового усилия трактора приводит к интенсификации колебаний горизонтальной деформации почвы в пятне контакта. «Максимальные амплитуды этих колебаний способны оказывать существенное влияние на прочностные характеристики почвенного фона, в частности рассматриваемые колебания вызывают уменьшение тангенса угла внутреннего трения почвы» [75, 85].

Значение ускорения рассматриваемых колебаний определяется господствующей частотой крюкового усилия и изменением значения коэффициента буксования трактора:

$$a = \Delta\delta S\lambda^2, \quad (2.19)$$

где $\Delta\delta = \delta - \delta_{ср}$ – отклонение значения коэффициента буксования, вызванное действием амплитуды колебания крюкового усилия трактора, от его среднего значения, λ – господствующая частота колебаний крюкового усилия трактора, рис. 2.3.

Величина $\Delta\delta$, определяемая амплитудой колебания крюкового усилия, представляет собой разность между текущим и средним значением коэффициента буксования трактора. Значения

данного множителя можно принять из общеизвестных источников, например [6, 27, 59, 61, 66, 91, 105, 106].

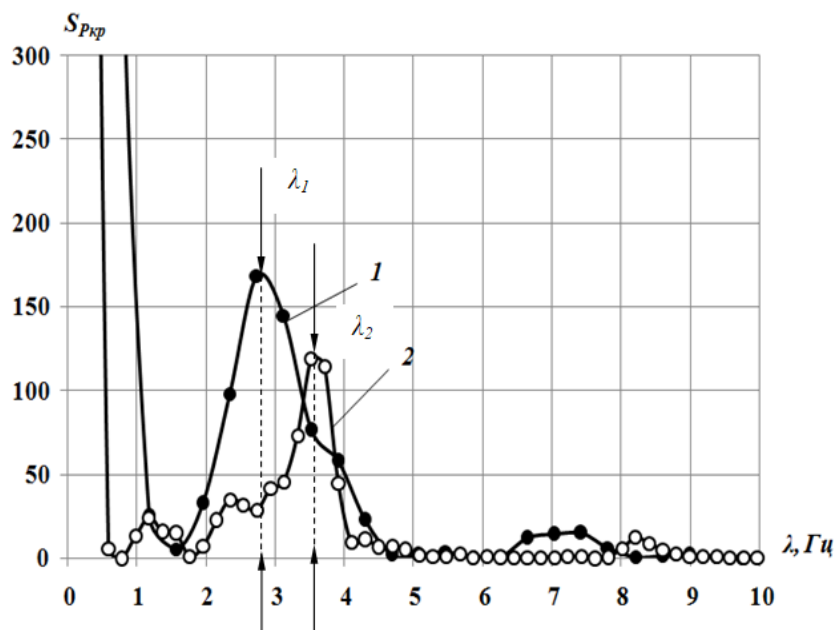


Рис. 2.3. Спектральные плотности крюкового усилия трактора с колесной формулой 4К4, полученные в ходе статистической обработки экспериментальных осциллограмм крюкового усилия (1 – почвенный фон «стерня»; 2 – почвенный фон «пар»)

Величина ускорения, рассчитанная по выражению 2.19, позволяет, согласно экспериментальной графической зависимости 2.4 [96, 107, 110], определить значение тангенса угла внутреннего трения почвы (рис. 2.4).

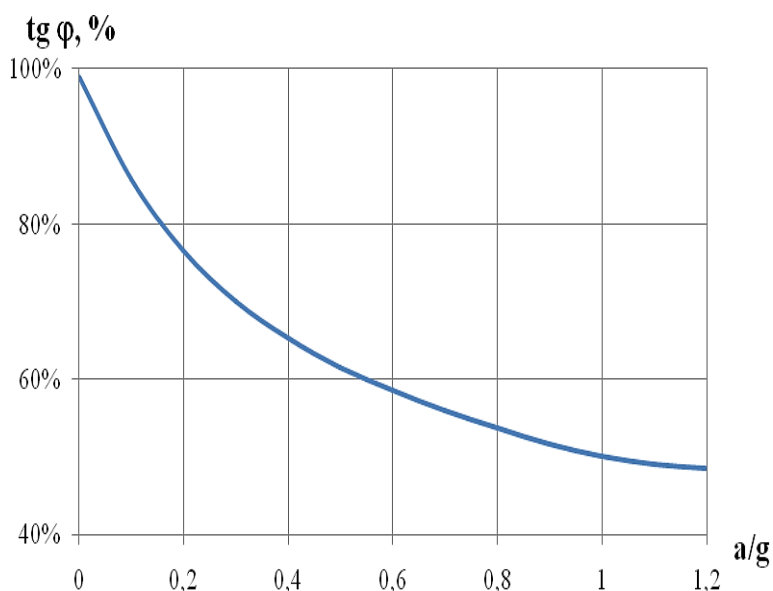


Рис. 2.4. Влияние ускорения колебаний шины ведущего колеса трактора на коэффициент внутреннего трения почвы

Снижение коэффициента внутреннего трения почвы повлечет за собой снижение максимального тягового усилия, реализу-

емое двигателями трактора, а следовательно, и снижение относительного тягового усилия на величину:

$$p' = \frac{P}{tg} 100\% \quad (2.20)$$

С учетом этого по аналитической зависимости 2.7. находится новое значение коэффициента пропорциональности функции кривой буксования забегающего моста трактора, затем ведутся расчеты по алгоритму, представленному в разд. 2.1.3. Результаты вычислений по представленному алгоритму показаны на рис. 2.5.

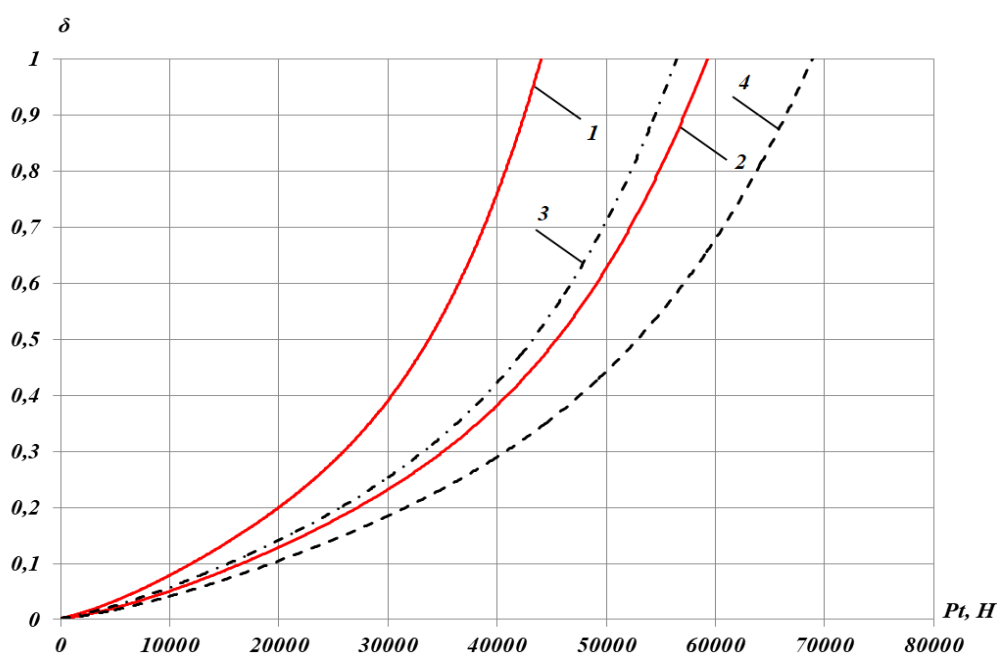


Рис. 2.5. Зависимость условного коэффициента буксования трактора 4К4 от реализуемого тягового усилия: 1 – динамическая условная кривая буксования трактора ($\lambda = 2,8$ гц, масса трактора 4800 кг); 2 – динамическая условная кривая буксования трактора ($\lambda = 2,8$ гц, масса трактора 6000 кг); 3 – статическая условная кривая буксования (масса трактора 4800 кг); 4 – статическая условная кривая буксования (масса трактора 6000 кг)

Материалы данного раздела позволяют сделать вывод, что предложена математическая модель по оценке тягово-цепных показателей трактора с колесной формулой 4К4, учитывающая возможность появления кинематического рассогласования в движении колес трактора и динамический характер крюкового усилия.

2.2. Буксование трактора при максимальном значении КПД его ходовой системы

Согласно классической теории тяговых машин, потенциальная тяговая характеристика трактора представляет собой зависимость тягового КПД трактора от крюкового или относительного крюкового усилия. При этом вводится допущение, что КПД трансмиссии трактора при построении рассматриваемой характеристики принимается постоянным.

Согласно [29, 37, 83, 108], КПД ходовой системы трактора оценивается выражением:

$$\eta_{xc} = \eta_{\delta}\eta_f, \quad (2.21)$$

где η_{δ} – кинематический КПД трактора, $\eta_{\delta} = (1 - \delta)$; η_f – силовой КПД ходовой системы трактора;

$$\eta_f = \left(1 - \frac{P_f}{P_{кр} + P_f}\right), \quad (2.21a)$$

где P_f – сопротивление движению трактора; $P_{кр}$ – крюковое усилие.

Максимальное значение КПД ходовой системы трактора может быть определено из условия

$$\frac{d\eta_{xc}}{dp} = 0. \quad (2.22)$$

Или с учетом выражения 2.21

$$\frac{d\eta_{\delta}}{dp} \eta_f + \frac{d\eta_f}{dp} \eta_{\delta} = 0,$$

следовательно

$$\frac{d\eta_{\delta}}{\eta_{\delta}} = -\frac{d\eta_f}{\eta_f}. \quad (2.23)$$

С учетом использования дробно-рациональной функции выражение 2.23 в развернутом виде запишется следующим образом:

$$\frac{P_f - P \frac{dp_f}{dp}}{P(P + P_f)} = \frac{k_\delta [1 + 2p^3(1 - k_\delta)]}{1 - (1 - k_\delta)p^3 - k_\delta p}, \quad (2.24)$$

где $P_f = \frac{P_f}{P_{T \max}}$.

Применение полученного выражения для определения номинального тягового усилия, при котором наблюдается наиболее рациональное использование мощности двигателя трактора, подведенной к его движителям, достаточно затруднительно, так как затраты на передвижение трактора P_f являются достаточно сложной функцией тягового усилия. Поиск величины номинального крутящего момента можно было провести графически, для этого по выражениям 1.37 и 2.7 необходимо построить потенциальную тяговую характеристику исследуемого трактора (рис. 2.6). Применяя последнюю, можно по величине $P_{\eta \max}$ на основании 1.39 определить значение $\delta_{\eta \max}$.

Графическое построение тяговой характеристики можно не проводить, если принять условие, что $\eta_\delta = \eta_f$, тогда на основании

2.21а можно записать

$$\eta_\delta = \left(1 - \frac{P_f}{P_{кр} + P_f} \right), \quad (2.25)$$

откуда

$$P_f = P_{T \max} \frac{p \delta_{\eta \max}}{1 - \delta_{\eta \max}}. \quad (2.26)$$

И, решив систему уравнений, найти 1.37, 1.39, 3.26 и $\delta_{\eta \max}$. Сравнение двух значений коэффициентов буксования $\delta_{\eta \max}$ и $\delta_{\delta \delta}$, где $\delta_{\delta \delta}$ — значение до-

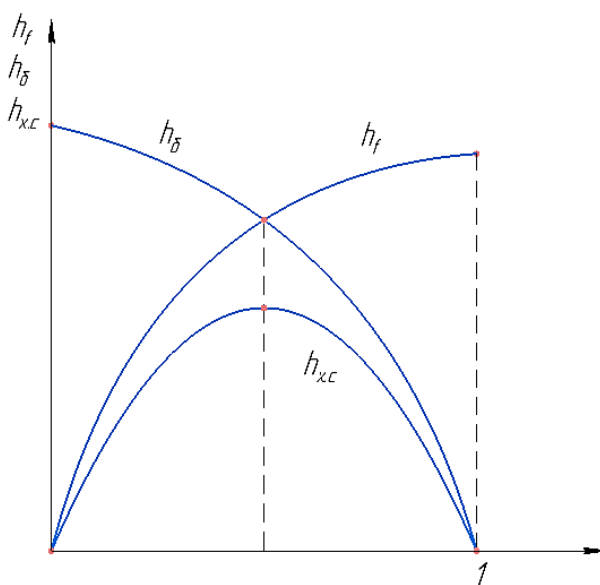


Рис. 2.6. Потенциальная тяговая характеристика трактора

пустимого коэффициента буксования колесного трактора, позволит определить предельно допустимое значение коэффициента буксования, ограничивающего величину тягового усилия, реализуемого движителями трактора.

За предельное значение коэффициента буксования следует принять $\delta_{дэ}$ в случае выполнения условия $\delta_{дэ} < \delta_{\eta max}$, при таком значении буксования сохраняется структура почвенного фона. Если $\delta_{дэ} > \delta_{\eta max}$ величина допустимого коэффициента буксования может выбираться по другим критериям, например, значение наибольшего крюкового усилия трактора; максимальное значение тягового КПД трактора; максимальное использование мощности двигателя; максимальной производительности машинно-тракторного агрегата. Данные критериальные условия могут являться ограничениями, накладываемыми на работу трактора в составе МТА, если определяемые ими значения допустимого коэффициента буксования укладываются в диапазон $\delta_{\eta max} - \delta_{дэ}$. Если же значение коэффициента буксования, определяемое указанными ограничениями, будет больше $\delta_{дэ}$, то последний снова будет определять предельно допустимое значение буксования.

2.3. Допустимое буксование ведущих колес трактора

Величина коэффициента буксования трактора, определяемая по критерию сохранения структурного состава почвы (отсутствие появления пылевидных частиц), определяется выражением:

$$\delta_{дэ} = \frac{\delta_{ср}}{i} . \quad (2.27)$$

Количество почвозацепов, находящихся в пятне контакта шины с почвой, будет определяться значением вертикальной жесткости почвы. Согласно расчетным данным табл. 2.1, изменение жест-

кости почвы с 0,5 до 1,2 приводит к изменению количества почвозацепов с 3,5 до 2,5, при этом значение коэффициента буксования, характеризующего срез всех почвенных кирпичей в пятне контакта, находится в диапазоне от 0,31 до 0,32, что определяет значение допустимого коэффициента буксования на уровне 0,1.

Данному расчетному значению допустимого коэффициента буксования соответствует номинальное тяговое усилие (см. рис. 2.2) равное 14кН при значении массы трактора равной 4000 кг.

Значение коэффициента буксования, соответствующее максимальному значению КПД ходовой системы трактора, определялось путем построения расчетных зависимостей $\eta_{xc} = f(p)$. Для этого аналитически рассчитывалось сопротивление движению трактора по выражению 1.37; данное выражение использовалось для подсчета сопротивлений движения каждого моста в отдельности, которые в дальнейшем складывались, результаты счета представлены на рис. 2.7.

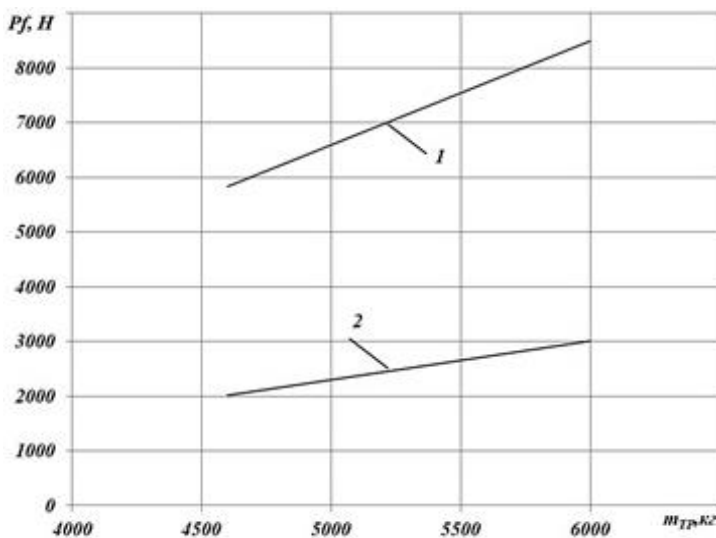


Рис. 2.7. Зависимость сопротивления движению трактора Zetor ANT от его эксплуатационной массы (1 – почвенный фон «пар»; 2 – почвенный фон «стерня»)

Для текущего значения p и заданного максимального усилия, реализуемого трактором, определялось текущее значение тягового усилия P_T и соответствующее ему значение коэффициента буксования по формуле 1.39 при заданном значении параметра дробно-рациональной функции K_δ .

Силовой КПД ходовой системы трактора определялся из выражения

$$\eta_f = \left(1 - \frac{P_f}{P_T + P_f} \right),$$

КПД ходовой системы

$$\eta_{xc} = \eta_f(1 - \delta).$$

Расчеты представлены в прилож. Б.

Анализ расчетных значений показывает, что для определения оптимального значения относительного тягового усилия трактора следует использовать КПД ходовой системы, так как значения их максимума соответствует большим значениям p , а следовательно, и бóльшим значениям $\delta_{\eta_{max}}$. Основной вывод из анализа представленных данных: на почвах с низкой вертикальной жесткостью $c < 0,5 \text{ МН/м}^3$ $\delta_{\delta\delta} < \delta_{\eta_{max}}$, на более жестких почвах $c > 0,5 \text{ МН/м}^3$ наблюдается обратное неравенство. Такое изменение указанных величин связано с уменьшением силовых затрат на смятие почвы при увеличении ее вертикальной жесткости.

На почвах с низкой вертикальной жесткостью они выше, следовательно, значение КПД ходовой системы трактора будет сдвигаться в область больших значений относительного тягового усилия. Для почвенных фонов, на которых обычно работают колесные тракторы ($c = 0,2-1,5 \text{ МН/м}^3$), различие значений коэффициентов буксования $\delta_{\delta\delta}$ и $\delta_{\eta_{max}}$ невелико: $\delta_{\delta\delta}$ изменяется от 0,1 до 0,12, а $\delta_{\eta_{max}}$ от 0,1 до 0,13, следовательно, допустимым значением буксования трактора с колесной формулой 4К4, относящегося ко второму тяговому классу, можно принять величину 10-12 %.

С практической точки зрения более актуальным становится вопрос о выборе оптимальной массы трактора в составе МТА при условии, что тяговое сопротивление почвообрабатывающего орудия задается технологическим процессом. Ответ на этот вопрос может быть найден из следующих соображений.

Если проанализировать результаты счета по выражению 1.32, то можно сделать вывод, что значение коэффициента буксования трактора, при котором происходит срез всех почвенных кирпичей в пятне контакта, мало зависит от вертикальной нагрузки на колесо. Данное утверждение справедливо для почвенных фонов, жесткость которых позволяет обеспечить полное погружение почвозацепов шин в почву. Следовательно, значение допустимого коэффициента буксования трактора при увеличении массы трактора можно также принять постоянным. Тогда можно утверждать, что балластирование трактора не влияет на значение кинематического КПД, но способно увеличивать значение допустимого тягового усилия. На изменение массы трактора должно быть наложено ограничение, так как с увеличением массы происходит рост его сопротивления движению. Поэтому пределом увеличения массы следует считать такую массу балласта, которая, не изменяя его тягового КПД увеличивает номинальное крюковое усилие. Указанное условие в аналитической форме при постоянном значении η_δ можно записать в виде.

$$P_{кр(Б)}^H = P_{кр(Э)}^H \frac{P_{f(Б)}}{P_{f(Э)}}, \quad (2.28)$$

где $P_{кр(Б)}^H, P_{кр(Э)}^H$ номинальные крюковые усилия, соответствующие значению допустимого коэффициента буксования, балластированного трактора и трактора номинальной эксплуатационной массы.

$P_{f(Б)}, P_{f(Э)}$ – сопротивления движению, соответствующие $P_{кр(Б)}^H, P_{кр(Э)}^H$.

Используя выражение 1.37 и 3.27, можно определить максимально возможную эксплуатационную массу балластировочных грузов. Повышение массы трактора больше рассчитанного

по предложенной методике нецелесообразно, так как приведет к снижению тягового КПД трактора.

2.4. Графоаналитический и аналитический метод определения рациональной эксплуатационной массы трактора

2.4.1. Графоаналитический метод

В основу графоаналитического метода определения рациональной эксплуатационной массы трактора заложены расчетные тяговые характеристики трактора, полученные для конкретного почвенного фона, конкретных значений характеристик крюкового усилия. Тяговые характеристики рассчитываются для всего возможного диапазона изменения эксплуатационной массы трактора, начиная от ее номинального значения (масса трактора без балласта), заканчивая значением максимальной массы, ограниченной грузоподъемностью устанавливаемых на тракторе шин. Пример такого расчета для трактора Zetor ANT выполнен для стернового почвенного фона, результаты счета представлены на рис. 2.8.

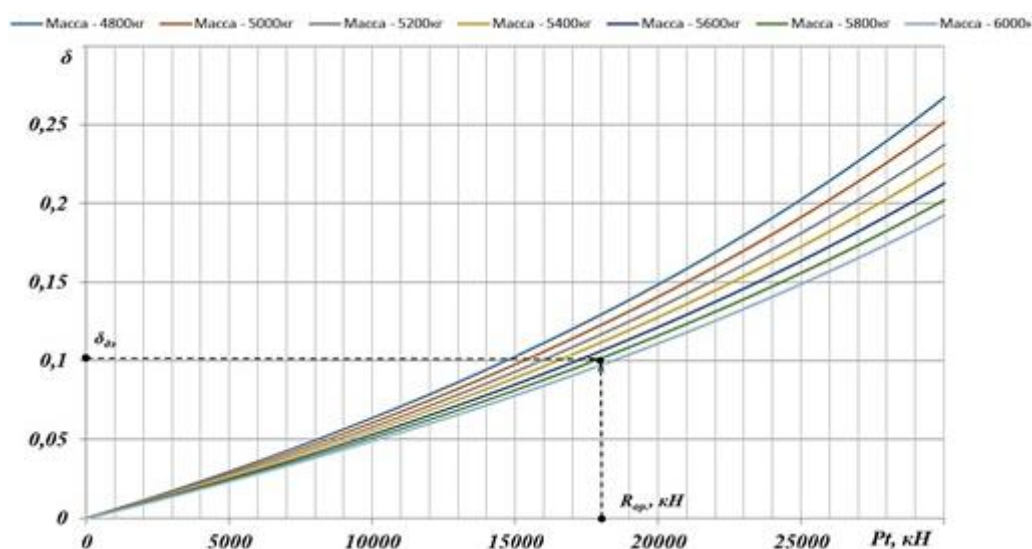


Рис. 2.8. Зависимость коэффициента буксования от тягового усилия трактора Zetor ANT при различных значениях его эксплуатационной массы (шаг изменения массы трактора 200 кг). Почвенный фон стерня

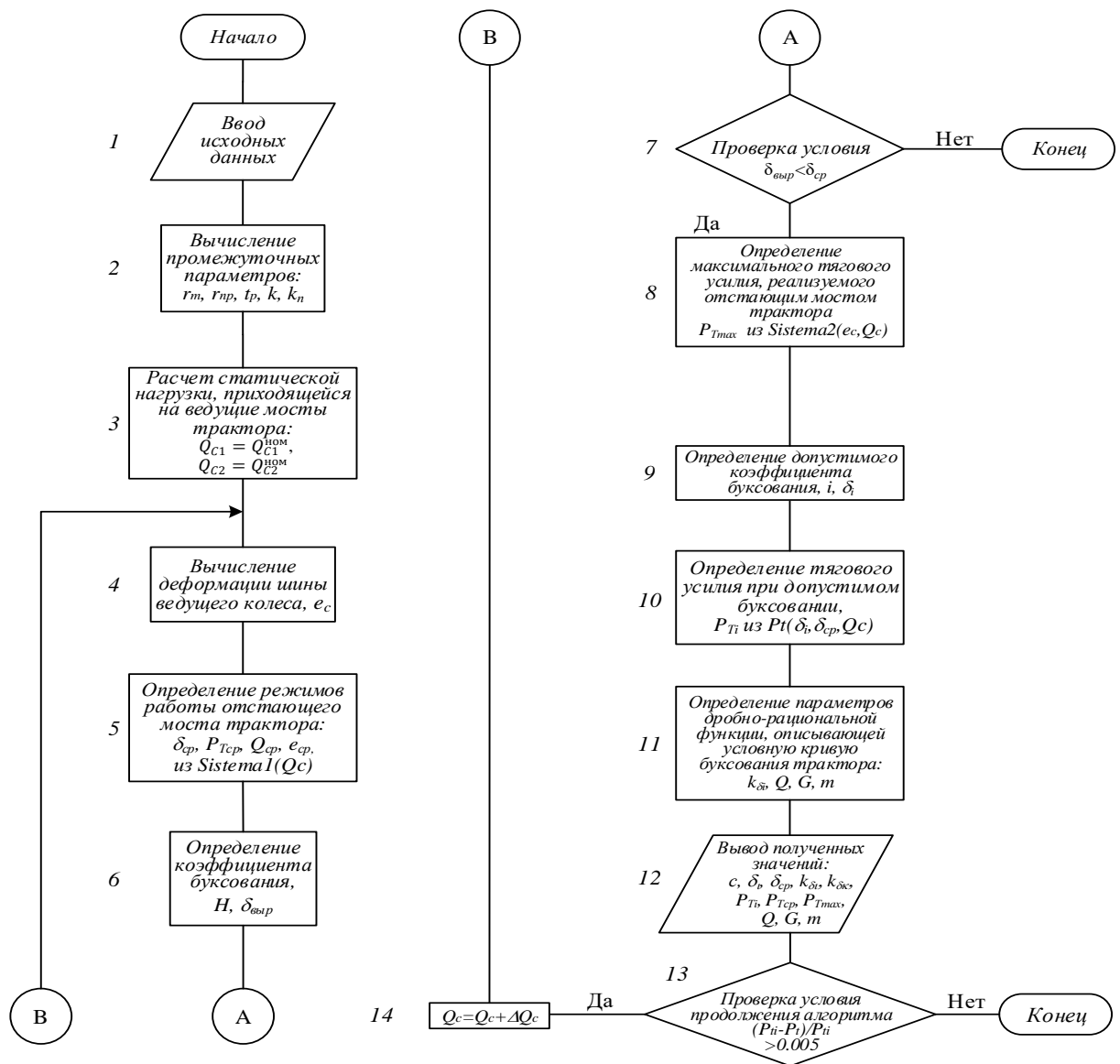


Рис. 2.9. Блок-схема алгоритма определения эксплуатационной массы трактора

В качестве исходных данных выступает тяговое сопротивление почвообрабатывающего орудия, с которым агрегируется данный трактор, и допустимое значение коэффициента буксования трактора для данного почвенного фона. Значения этих показателей фиксируются на соответствующих шкалах, через полученные точки проводятся перпендикулярные линии в сторону положительного направления осей. Пересечение перпендикуляров определит точку, принадлежащую дробно-рациональной функции, описывающей кривую буксования трактора заданной

эксплуатационной массой. Данное значение следует принимать за максимальное значение эксплуатационной массы трактора.

2.4.2. Аналитический метод

Блок схема алгоритма определения эксплуатационной массы трактора представлен на рис. 2.9.

Блок 1. Ввод исходных данных (рис. 2.10).

Ввод исходных данных

Трактора:

Продольная база трактора L , м	$L_{\text{кр}} := 2.5$
Высота точки приложения крюкового усилия $h_{\text{кр}}$, м	$h_{\text{кр}} := 0.6$
Начальное значение статической вертикальной нагрузки на колесо $Q_{c_нач}$, Н	$Q_{c_нач} := 1.177 \cdot 10^4$
Шаг изменения статической вертикальной нагрузки на колесо ΔQ_c , Н	$\Delta Q_c := 200$

Почвы:

Коэффициент сцепления почвы c_θ , Н/м ³	$c_\theta := 9.8 \times 10^3$
Тангенс угла внутреннего трения почвы $tg\psi$	$tg\psi := 0.65$
Коэффициент трения резины о почву μ	$\mu := 0.8$
Коэффициент гистерезисных потерь α	$\alpha := 0.25$
Коэффициент объемного смятия почвы c , Н/м ³	$c := 0.5 \cdot 10^6$

Шины ведущего колеса:

Ширина шины B , м	$B := 0.53$
Ширина почвозацепа b , м	$b := 0.045$
Число почвозацепов на шине z	$z := 21$
Круговой шаг почвозацепов S , м	$S_{\text{кр}} := 0.18$
Наружная высота почвозацепа t_n , м	$t_n := 0.05$
Высота почвозацепа t , м	$t := 0.045$
Максимально свободный радиус колеса r_0 , м	$r_0 := 0.85$
Радиус барабана r_b , м	$r_b := 0.50$
Максимальный радиус поперечных сечений по почвозацепам r , м	$r := 0.8$
Коэффициент круговой эластичности шины μ_k	$\mu_k := 8.52 \times 10^{-6}$
Радиальная жесткость единичного сектора цилиндрической шины C_r , Н/(м рад)	$C_r := 6.33 \times 10^5$

Рис. 2.10. Фрагмент реализации блока № 1 в пакете *Mathcad*

Блок 2. Вычисление параметров r_m , r_{np} , t_p , k , $k_{\text{П}}$. (рис. 2.11).

Блок 3. Задание начального значения статической вертикальной нагрузки на колесо Q_c . Данный параметр рассчитывается при номинальном значении эксплуатационной массы трактора.

Вычисляемые параметры

Максимальный радиус поперечных сечений по впадинам r_m , м

$$r_m := r - t = 0.755$$

Приведенный радиус поперечного сечения шины r_{np} , м

$$r_{np} := \frac{S \cdot r_m \cdot r}{r_m \cdot b + (S - b) \cdot r} = 0.766$$

Расчетная высота почвозацепа t_p , м

$$t_p := \frac{t + t_n}{2} = 0.048$$

Коэффициент относительной жёсткости шины k

$$k := \frac{Cr}{c \cdot B \cdot r_0} = 2.81$$

Приведенный коэффициент относительной жёсткости шины k_n

$$k_n := \frac{Cr}{c \cdot B \cdot r_0} \cdot \frac{r}{r_{np}} = 2.936$$

Рис. 2.11. Фрагмент реализации блока № 2 в пакете *Mathcad*

Блок 4. Вычисление деформации шины от воздействия вертикальной силы [14]

$$e_c = 1,043 \sqrt[3]{\frac{Q_c^2 r_0}{Cr^2 (\sqrt{k+1} + 1)^2}}$$

Блок 5. Рассчитывается режим работы ведущего колеса, при котором наступает смещение всех «почвенных кирпичей» [114] (рис. 2.12).

Начальные значения : $\delta_{cp} := 0.3$ $Q := 1000$ $e := 0.01$ $P_{tcp} := 10000$

Given

$$\left(r_0 - \frac{t}{2}\right) \cdot \frac{t_p}{t} \cdot \delta_{cp} = (1 - \delta_{cp})^2 \cdot \frac{S - b}{S} \cdot r_0 \cdot \left[\frac{2 \cdot c \cdot \theta \cdot (B + 2 \cdot t_n) \cdot r_0}{Cr \cdot e} + \operatorname{tg} \psi - \frac{2 \cdot c \cdot \theta \cdot (B + 2 \cdot t_n)}{Cr} \right]$$

$$Q = Q_c + \frac{P_{tcp} \cdot h_{кп}}{L}$$

$$e = 1.04 \sqrt[3]{\frac{Q^2 \cdot r_0}{Cr^2 \cdot (\sqrt{k+1} + 1)^2}}$$

$$P_{tcp} = Q \cdot \frac{S - b}{S} \cdot \frac{r_0}{r_0 - e} \cdot \left[\frac{2 \cdot c \cdot \theta \cdot r_0 \cdot (B + 2 \cdot t_n)}{Cr \cdot e} + \operatorname{tg} \psi - \frac{2 \cdot c \cdot \theta \cdot (B + 2 \cdot t_n)}{Cr} \right] + \mu \cdot Q \cdot \frac{b}{S} \cdot \delta_{cp}$$

$$\delta_{cp} > 0 \quad Q > 0 \quad e > 0 \quad P_{tcp} > 0$$

Sistema1(Q_c) := *Find*($\delta_{cp}, Q, e, P_{tcp}$)

Рис. 2.12. Скриншот рабочего блока программы *Mathcad*, реализующего решение блока № 5

Блок 6. Рассчитывается значение коэффициента буксования при условии равенства давлений на поверхности впадин и шипах почвозацепа

$$\delta_{выр} = \frac{tb}{(SH + tb)},$$

где H – глубина колеи, предварительно определена по формуле

$$H = \frac{k_{\Pi} e_{cp}}{1 - e_{cp}}. \quad [114]$$

Блок 7. Оценка возможности дальнейшего счета путем оценки условия $\delta_{выр} < \delta_{cp}$, что подтверждает адекватность уравнений подпрограмм *Sistema1* и *Sistema2*. В случае невыполнения данного условия дальнейшая работа алгоритма прекращается.

Блок 8. Расчет максимального тягового усилия, реализуемого колесом трактора, подпрограмма *Sistema2* (рис. 2.13).

Начальные значения : $P_{tmax} := 100$ $Q := 100$ $e := 0.01$

Given

$$P_{tmax} = Q \left[\frac{r\theta}{r\theta - e} \cdot \frac{S - b}{S} \left[\frac{2 \cdot c\theta \cdot (B + 2 \cdot tn) \cdot r\theta}{Cr \cdot e} + \operatorname{tg}\psi - \frac{2 \cdot c\theta \cdot (B + 2 \cdot tn)}{Cr} \right] + \mu \cdot \frac{b}{S} \right]$$

$$Q = Qc + \frac{P_{tmax} \cdot h_{кр}}{L}$$

$$e = ec + \frac{P_{tmax} \cdot h_{кр}}{L \cdot \left[1.44 \sqrt[3]{\frac{Cr^2 \cdot Q}{r\theta} \cdot (1 + \sqrt{k+1})^2} \right]}$$

$$P_{tmax} > 0 \quad Q > 0 \quad e > 0$$

Sistema2(ec, Qc) := *Find*(P_{tmax}, Q, e)

Рис. 2.13. Скриншот рабочего блока программы *Mathcad*, реализующего решение блока № 8

Блок 9. Определение допустимого коэффициента буксования:

$$\delta_i = \frac{\delta_{cp}}{i}.$$

Блок 10. Определение соответствующего усилия при значении допустимого коэффициента буксования трактора (рис. 2.14).

Блок 11. Определение коэффициента пропорциональности дробно-рациональной функции

$$Q \leftarrow Q_c + \frac{P_{Ti} \cdot h_{кр}}{L}$$

$$G \leftarrow \frac{2 \cdot Q_c}{0.6}$$

$$m \leftarrow \frac{G}{9.80665}$$

$$k_{\delta_i} = \delta_i \cdot \left(1 - \left(\frac{P_{Ti}}{P_{T_{\max}}} \right)^3 \right) \Bigg/ \left(\frac{P_{Ti}}{P_{T_{\max}}} - \delta_i \cdot \left(\frac{P_{Ti}}{P_{T_{\max}}} \right)^3 \right) . [114]$$

Определение вертикальной нагрузки на колесо Q_c , веса и массы трактора

Рис. 2.14.
Фрагмент реализации блока № 11 в пакете *Mathcad*

Блок 12. Запись полученных значений в матрицу решений алгоритма.

Блок 13-14. Проверка условия продолжения алгоритма

$$\left| \text{if} \left| \frac{2 \cdot P_{Ti} - 2 \cdot P_{T_{\max}}}{2 \cdot P_{Ti}} \right| > 0.005 \right.$$

При выполнении условия происходит изменение статической вертикальной нагрузки на колесо Q_c на величину заданного шага ΔQ_c и повторение алгоритма с 4 по 14 блок, в противном случае алгоритм прекращает работу, искомое значение массы трактора считается определенным этим алгоритмом.

Определение тягового усилия методом итераций.

Блок-схема алгоритма расчета тягового усилия, реализуемого колесным двигателем трактора, представлена на рис. 2.15. Данный алгоритм основан на методе «итераций»: задаваясь величиной номинального тягового усилия определялись промежуточные параметры в заданной последовательности. В случае совпадения заданного значения тягового усилия с полученным значением данное значение являлось корнем системы уравнений. В противном случае решение повторялось, при этом за исходное значение принималось полученное расчетное.

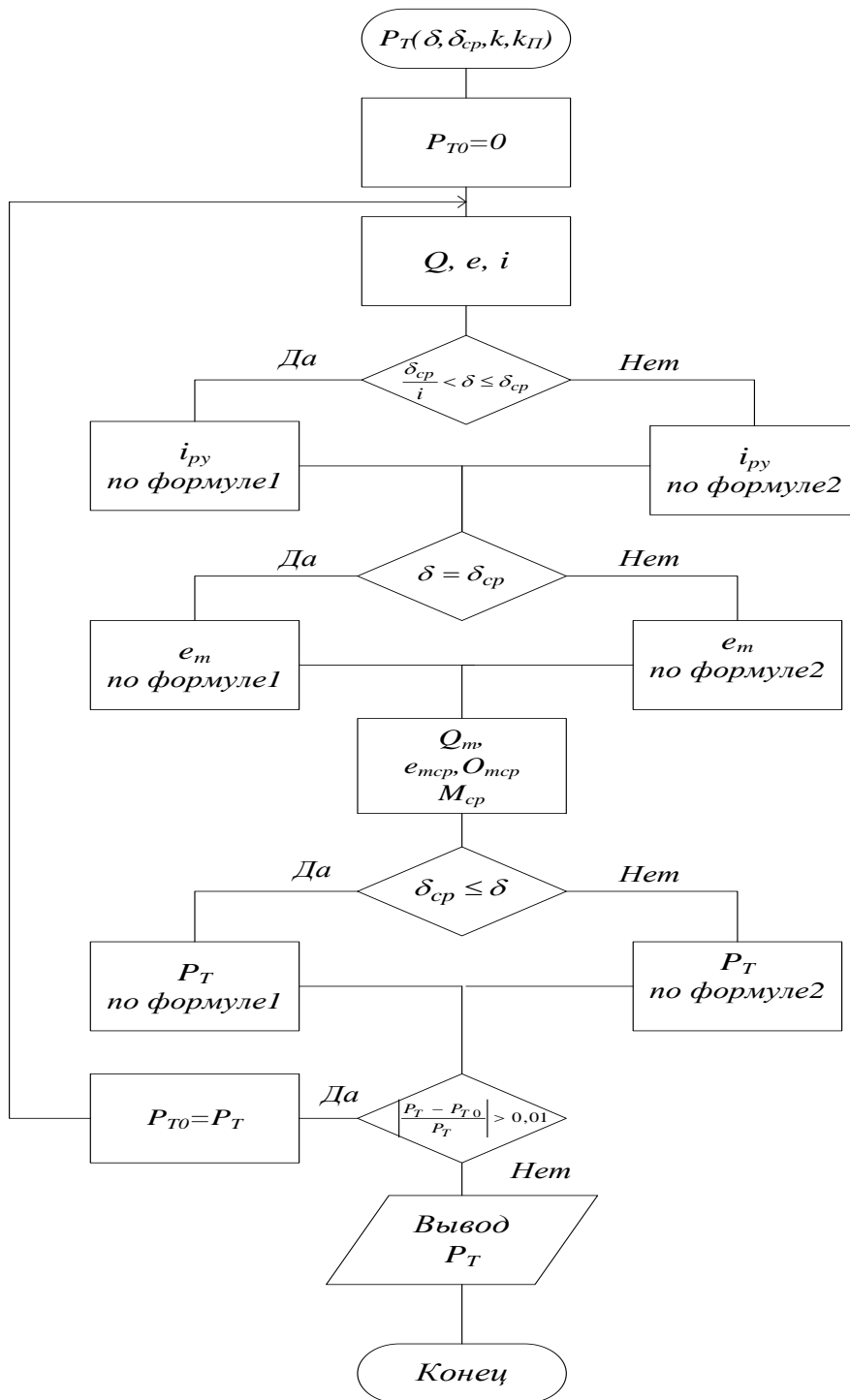


Рис. 2.15.
Блок-схема расчета тягового усилия

- 1) Ввод начального значения.
- 2) Расчет параметров (вертикальной нагрузки на колесо, деформации ведущего колеса, числа почвозацепов).
- 3) Определение числа почвозацепов: если $\frac{\delta_{cp}}{i} < \delta \leq \delta_{cp}$, то i_{py} – из уравнения

$$\frac{i_{py}\delta}{1-i_{py}\delta} = \frac{1}{i} \left[\frac{\delta}{1-\delta} + \frac{(i_H-1)\delta_{pac}}{1-(i_H-1)\delta_{pac}} + \frac{(i-i_H)\delta_{cp}}{1-(i-i_H)\delta_{cp}} \right].$$

4) Определение деформации поверхности впадин шины t_m :

если $\delta = \delta_{cp}$, то $e_m = \left(\frac{e}{1-\delta_{cp}} - \frac{bt}{k_{II}S} \right) (1-\delta_{cp})$, иначе

$$e_m = \left(\frac{e}{1-i_{py}\delta} - \frac{bt}{k_{II}S} \right) (1-i_{py}\delta).$$

5) Расчет параметров: вертикальной нагрузки на поверхности впадин шин, деформации поверхности впадин, полного тягового момента

$$M_{(cp)} = \frac{S-b}{S} Q_{m_{cp}} r_0 \left[\frac{2c_0(B+2t_H)r_0}{C_r e_{m_{cp}}} + tg\varphi - \frac{2c_0(B+2t_H)}{C_r} \right].$$

б) Определение значения тягового усилия P_T :

если $\delta_{cp} \leq \delta$, то по формуле (2.2)

$$P_T = \frac{S-b}{S} \frac{r_0}{r_0-e} Q_m \left[\frac{2c_0(B+2t_H)r_0}{C_r e_m} + tg\varphi - \frac{2c_0(B+2t_H)}{C_r} \right] + \mu \left(Q - Q_m \frac{S-b}{S} \right) \delta_{cp}$$

иначе по формуле (2.1)

$$P_T = \mu \left(Q - Q_m \frac{S-b}{S} \right) \delta + Q \frac{i_{py}\delta}{1-i_{py}\delta} \cdot \frac{r_0 - \frac{t}{2}}{r_0 - e} \cdot \frac{t_p}{t} + \frac{\delta M_{(cp)}}{r_0 - e}.$$

7) Выполнение условия дальнейшей работы алгоритма. Если

$\left| \frac{P_T - P_{T0}}{P_T} \right| > 0,01$, то $P_{T0} = P_T$. В этом случае идет повтор выполнения

алгоритма со 2 по 13 блок (см. рис. 2.15), в противном случае алгоритм завершает свою работу.

8) Экспорт расчетных данных (P_T, e) в основной блок.

9) Результаты счета по данному алгоритму оформляются в виде графической зависимости коэффициента буксования от реализуемого тягового усилия (рис. 2.16).

График дробно-рациональной аппроксимации кривой буксования $\delta(P_T)$

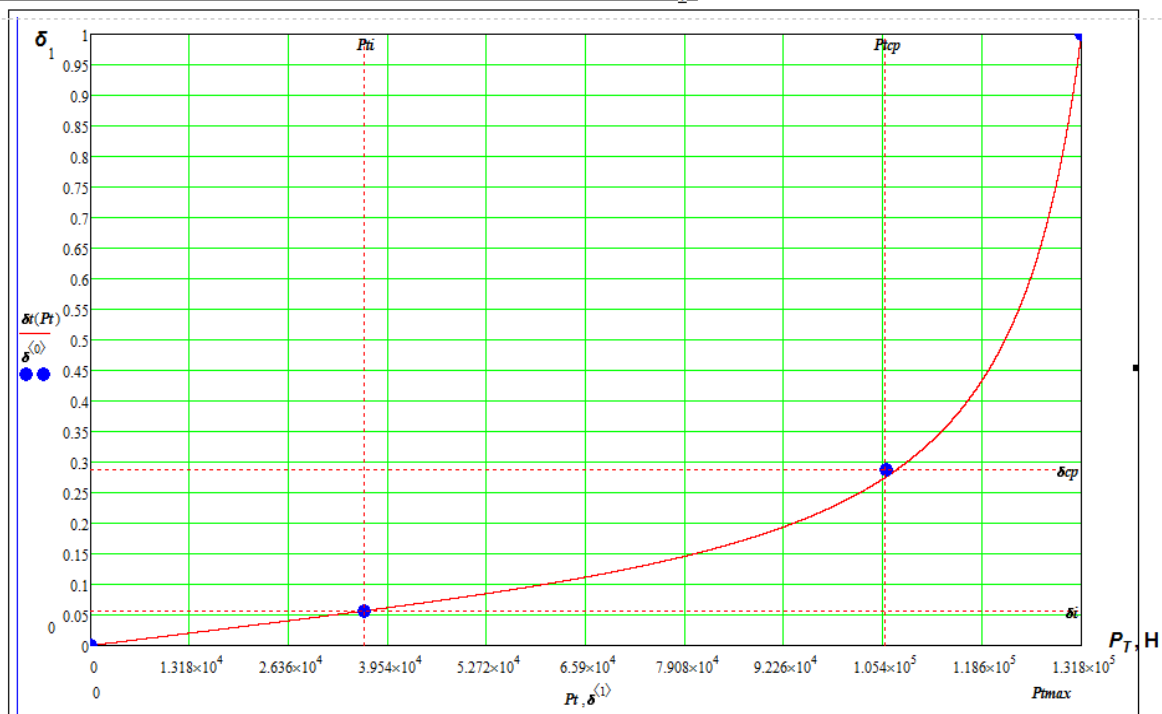


Рис. 2.16. Графическая интерпретация результатов счета

Значение эксплуатационной массы трактор Zetor ANТ-4135F, соответствующей режиму работы трактора при значениях условного допустимого коэффициента буксования, составило для почвенного фона жесткостью $4\text{MN}/\text{m}^3 - 5600$ кг; для почвенного фона жесткостью $0,5\text{MN}/\text{m}^3 - 5200$ кг.

Выводы

1. Предложена математическая модель расчета тяговых показателей трактора с колесной формулой 4К4, позволяющая учитывать в расчетах: динамический характер крюкового усилия, обусловленные особенностями технологического процесса обработки почвенного фона; условие появления кинематического рассогласования в движении ведущих колес трактора, определяемое как конструкцией трансмиссии трактора, так и характеристиками почвенного фона.

2. Использование полученных аналитических выражений позволило установить аналитическую связь между эксплуатационной массой трактора и коэффициентом буксования, а также эксплуатационной массой трактора и сопротивлению движению трактора на почвах различной вертикальной жесткости.

3. Выявлено, что на почвах с низкой вертикальной жесткостью $c \leq 0,5 \text{ МН/м}^3$ при изменении эксплуатационной массы трактора от номинального до максимального значения следует ожидать интенсивный прирост сопротивления движению трактора до 50 %.

4. При условии, когда допустимый коэффициент буксования меньше максимального коэффициента буксования ($\delta_{\text{доз}} < \delta_{\eta \text{max}}$), за предельное значение коэффициента буксования, ограничивающего величину тягового усилия, реализуемого движителями трактора, предложено принимать величину $\delta_{\text{доз}}$, при которой сохраняется структура почвенного фона. Если $\delta_{\text{доз}} > \delta_{\eta \text{max}}$, величина допустимого коэффициента буксования может выбираться по другим критериям, таким как значение наибольшего крюкового усилия трактора; максимальное значение тягового КПД трактора; максимальное использование мощности двигателя; максимальная производительность машинно-тракторного агрегата. Данные критериальные условия могут являться ограничениями, накладываемыми на работу трактора в составе МТА, если определяемые ими значения допустимого коэффициента буксования укладываются в диапазон $\delta_{\eta \text{max}} - \delta_{\text{доз}}$. Если же значение коэффициента буксования, определяемое указанными ограничениями, будет больше $\delta_{\text{доз}}$, то последний снова будет определять предельно допустимое значение коэффициента буксования трактора.

5. Для почвенных фонов, на которых обычно работают колесные тракторы ($c = 0,2 - 1,5 \text{ МН/м}^3$), различие значений коэффициентов буксования $\delta_{\text{доз}}$ и $\delta_{\eta \text{max}}$ невелико: $\delta_{\text{доз}}$ изменяется от 0,1 до

0,12, а $\delta_{\eta_{max}}$ от 0,1 до 0,13, следовательно, допустимым значением буксования трактора с колесной формулой 4К4, относящегося ко второму тяговому классу, можно принять величину 10-12 %.

6. Предложена методика расчета рациональной эксплуатационной массы колесного трактора, обеспечивающего сохранение тягового КПД трактора при увеличении его номинального крюкового усилия.

7. Расчетное значение эксплуатационной массы трактор Zetor ANT-4135F, соответствующей режиму работы трактора при значениях условного допустимого коэффициента буксования, составило для почвенного фона жесткостью 4МН/м^3 – 5600 кг; для почвенного фона жесткостью $0,5\text{МН/м}^3$ – 5200 кг.

3. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Решение о целесообразности технологической адаптации трактора в составе МТА, направленной на повышение его эксплуатационных показателей, может быть принято на основании экспериментальной оценки точности положений и выводов, сформулированных в результате теоретических исследований по установлению влияния массовых характеристик трактора на его тягово-энергетические показатели, а также проведения на основе экспериментальных данных расчетов по экономической оценке, эффективности технологической адаптации трактора.

Программа экспериментов предусматривает:

1. Проведение лабораторных исследований, направленных на выбор регистрирующей и измерительной аппаратуры; ее размещение в соответствующих узлах объекта исследования; проведение тарировочных работ датчиков измерения силовых и кинематических параметров; определение геометрических параметров колесных движителей трактора; его массовых характеристик и определение координат центра масс трактора.

2. Проведение полевых испытаний, направленных на изучение влияния параметров силовой нагрузки трактора на составляющие его тягового КПД; обоснование рационального диапазона тяговых усилий трактора; оценки потенциальных возможностей трактора переменной массы в составе МТА разного технологического назначения; установлений значения допустимого коэффициента буксования трактора с колесной формулой 4К4, относящегося ко второму тяговому классу.

3. Статистическая обработка экспериментальных данных, полученных в ходе полевых испытаний, построение графических зависимостей, наглядно иллюстрирующих взаимосвязь исследуемых параметров, сопоставление расчетных и экспериментальных данных.

В методическую базу закладываются следующие нормативные документы:

1. «ГОСТ 7057-2001 Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний» [28];

2. «ГОСТ 26955-86 Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву» [24];

3. «ГОСТ 24055-88. Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки. Общие положения» [34];

4. «ГОСТ 30750-2001 Тракторы сельскохозяйственные. Определение положения центра тяжести» [26];

5. «ГОСТ 4.40-84. Система показателей качества продукции. Тракторы сельскохозяйственные. Номенклатура показателей» [27].

Целью экспериментальных исследований является подтверждение адекватности результатов моделирования тягово-сцепных характеристик трактора с колесной формулой 4К4, относящегося ко второму тяговому классу.

В рамках общих задач, поставленных в данной научно-исследовательской работе, сформулированы частные экспериментальные задачи:

1. Установление значения коэффициента буксования трактора по условию измельчения почвы в пятне контакта с движителями.

2. Экспериментальная оценка динамических характеристик нагрузок, действующих на трактор.

3. Экспериментальная оценка тяговых характеристик трактора 4К4 на почвенных фонах различной вертикальной жесткости.

4. Экспериментальная оценка сопротивления движения трактора в составе МТА при различных значениях его эксплуатационной массы.

5. Установление рационального значения массы трактора в составе МТА различного технологического назначения.

3.1. Обоснование объекта исследования

Для проведения полевых испытаний в качестве объекта исследования был выбран трактор с колесной формулой 4К4, относящийся ко второму тяговому классу (20кН), Zetor ANT-4135F (рис. 3.1). Данный трактор выпускается Ковровским электромеханическим заводом Владимирской области по Чешской лицензии.



Рис. 3.1. Общий вид трактора Zetor ANT-4135F

В качестве основных критериев выбора данного трактора можно отметить следующее:

- наличие данного трактора и соответствующего парка прицепных почвообрабатывающих орудий в материально-технической базе Университета.

- высока мощность двигателя и широкий диапазон изменения его эксплуатационной массы, устанавливаемый заводом-изготовителем, позволяет классифицировать данный трактор в двух смежных тяговых классах.

- наличие балластировочных грузов, позволяющих изменять эксплуатационную массу трактора в широком диапазоне.

- наличие колесной базы 4К4.

- соответствие общего конструктивного исполнения трактора целям данной научно-исследовательской работы.

«Данный трактор предназначен для работы в агрегате с навесными, полунавесными и прицепными машинами и орудиями на скоростях от 9 до 15 км/ч» [34].

Полевая часть экспериментальных исследований выполнялась в учебно-производственном центре Волгоградского государственного аграрного университета «Горная Поляна» в 2021 году.



Рис. 3.2. Общий вид плуга ПОН 4

Объект исследования агрегатировался с двумя почвообрабатывающими орудиями: 1 – плуг ПОН 4; 2 – культиватор КПП-8МУ (рис. 3.2, 3.3).



Рис. 3.3. Общий вид культиватора КПП-8МУ

Геометрические и массовые характеристики трактора Zetor ANT-4135F, геометрические параметры шин переднего и заднего мостов, а также характеристики почвенных фонов представлены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Исходные данные

Наименование параметра, размерность	Значение
1	2
<i>Параметры трактора</i>	
Эксплуатационная масса трактора, кг	От 4800 до 5780
Распределение массы трактора по ведущим мостам, задний/передний	
Продольная база трактора, м	2,5
Высота крюкового усилия, м	0,6
<i>Параметры ведущего колеса трактора</i>	
Ширина шины (задние/передние), м	0,4
Радиус барабана колеса (задние/передние), м	0,466
Свободный радиус колеса (задние/передние), м	0,786
Радиус поперечного сечения шины по почвозацепам (задние/передние), м	0,65
Ширина почвозацепа (задние/передние), м	0,03
Расстояние между почвозацепами (задние/передние), м	0,22

1	2
Высота почвозацепа (задние/передние), м	0,035
Число почвозацепов на шине (задние/передние), м	22
Радиальная жесткость, шины, Н/м·рад	633000
Коэффициент круговой эластичности шины, Н/м·рад	0,00000852
<i>Параметры почвенного фона</i>	
Коэффициент сцепления почвы, Н/м ³	$9,8 \times 10^3$
Тангенс угла внутреннего трения почвы	0,65
Коэффициент трения резины о почву	0,8
Коэффициент гистерезисных потерь	0,25
Коэффициент объемного смятия почвы, Н/м ³	$0,5 \times 10^6$
Вертикальная жесткость почвы (стерня/пар), МН/м ³	4/0,5

3.2. Регистрируемые силовые и кинематические параметры трактора Zetor ANT-4135F

В результате экспериментальных исследований трактора работы трактора Zetor ANT-4135F регистрировались значения силовых и кинематических параметров, перечень которых представлен в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Регистрируемые силовые и кинематические параметры трактора Zetor ANT-4135F

Измеряемый параметр	Тип датчика	Место установки	Погрешность измерений, %
Горизонтальная нагрузка на балки переднего моста	Тензодатчики	Горизонтальные стенки рукавов полуосей	+/-2,5
Теоретическая скорость движения трактора	Электрический выключатель	Ступица передней и задней полуоси трактора	+/-2,0
Действительная скорость движения трактора	Геркон	Пятое колесо	+/-2,0
Соппротивление почвообрабатывающего орудия (крюковая нагрузка)	Тензодатчики, тензометрическое звено	Навеска, сцепное устройство	+/-2,5
Ускорение центра масс трактора	Акселерометр	Центр масс трактора	+/-2,0

Измеряемые в процессе эксперимента параметры непрерывно регистрировались в виде осциллограмм, общий вид которых представлен на рис. 3.4.



Рис. 3.4. Фрагмент экспериментальных осциллограмм регистрируемых силовых и кинематических параметров трактора. Измерительные параметры трактора Zetor ANT-4135F

3.3. Регистрирующая аппаратура

Регистрирующая аппаратура представляла собой «лабораторно-измерительный комплекс, включающий компьютер типа Note Book, аналого-цифровой преобразователь Е-14-440, блок питания, усилитель сигнала и комплект соединительных плат.

Общий вид регистрирующей аппаратуры и её размещение в кабине трактора показано на рис. 3.5.

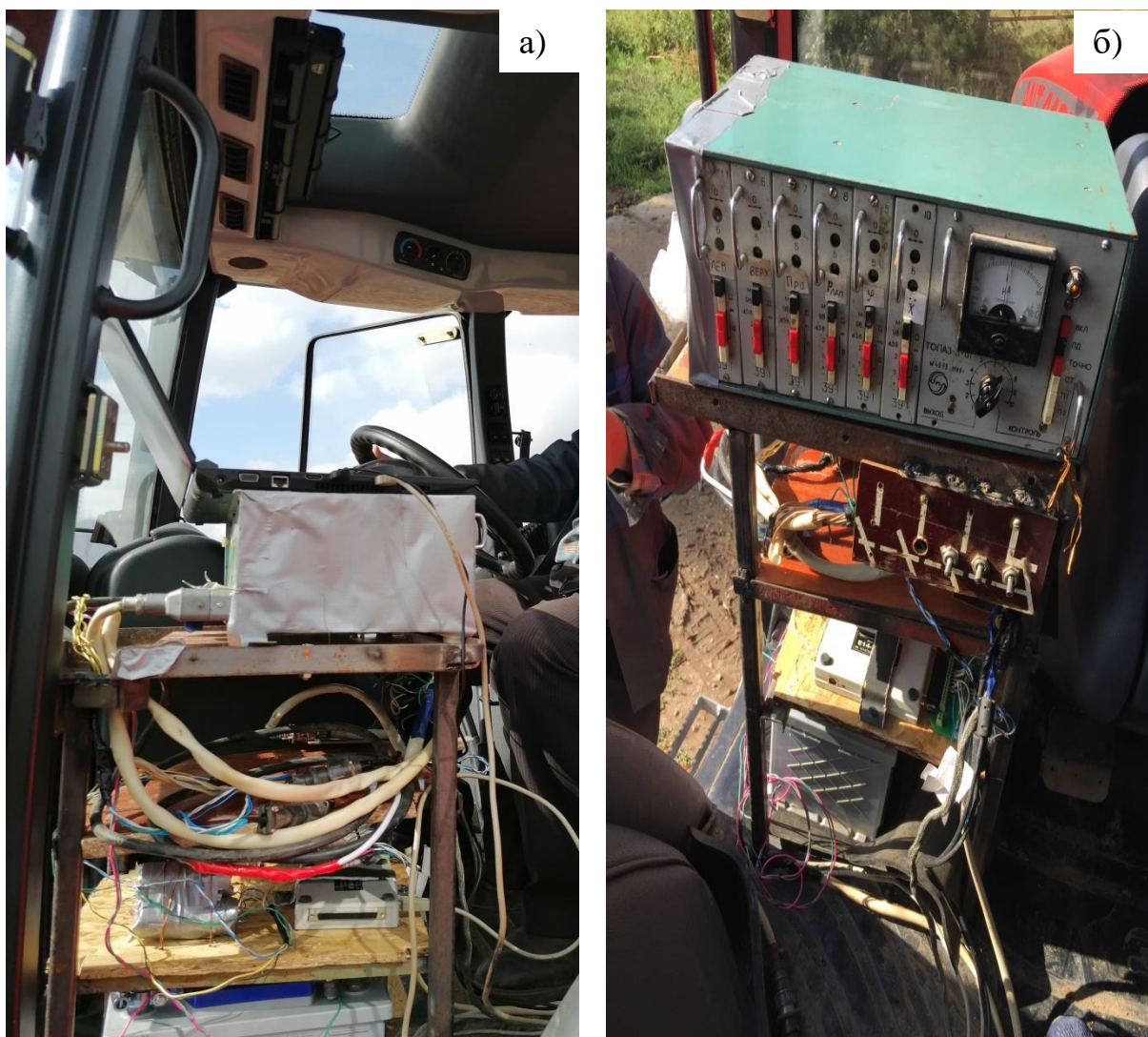


Рис. 3.5. Размещение регистрирующей аппаратуры в кабине трактора Zetor ANT-4135F (а – вид сбоку; б – вид из кабины)

Дополнительно в процессе экспериментов велся журнал наблюдения за испытаниями, в который вошли следующие показатели: пройденный путь во время опыта, глубина обработки, влажность и твердость почвенного фона.

3.4. Измерение сопротивления почвообрабатывающих орудий (крюковая нагрузка трактора)

Измерение сопротивления движению почвообрабатывающих орудий осуществлялось при помощи тензометрических ре-

зисторов, наклеенных на тензометрические звенья. В качестве тензометрических звеньев, фиксирующих тяговое сопротивление в нижних раскосах навесного устройства трактора, выступали элементы почвообрабатывающего орудия, предназначенные для агрегатирования последнего с трактором (рис. 3.6).



Рис. 3.6. Размещение тензометрических звеньев в конструкции почвообрабатывающего орудия

Измерение тягового усилия в верхнем раскосе прицепного устройства осуществлялось при помощи тензометрического пальца, соединяющего верхнюю тягу с остовом трактора (рис. 3.7).

Тарировка тензометрических звеньев осуществлялась в стационарных условиях путем ступенчатого нагружения и последующего разгружения, фиксированными нагрузками, действующими в направлении внешних сил сопротивления.



Рис. 3.7. Общий вид размещения тензометрических звеньев, фиксирующих тяговое сопротивление орудия

3.5. Определение сопротивления движению переднего моста и общего сопротивления перекачиванию трактора

Сопротивление движению переднего моста определялось с целью оценки точности теоретических зависимостей, предложенных во второй главе монографии. При регистрации данного параметра передний мост переводился в ведомый режим работы. Измерение осуществлялось тензометрическими датчиками, наклеенными по мостовой схеме на вертикальные стенки рукавов полуосей переднего моста трактора (рис. 3.8).

Общее сопротивление перекачиванию экспериментального трактора определялось методом «протаскивания». Для этого экспериментальный трактор вместе с заглубленным почвообрабаты-

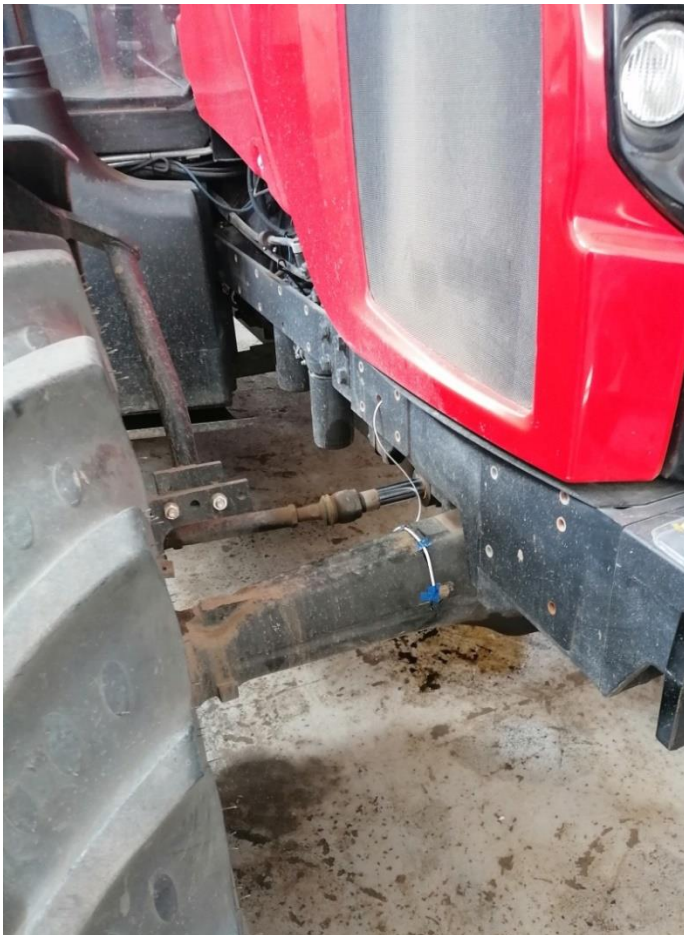


Рис. 3.8. Общий вид места наклейки тензометрических датчиков

«протаскиванию» подвергался только трактор. Общее сопротивление перекачиванию исследуемого трактора определялось как разность показателей динамометрического звена первого и второго этапа.

3.6. Измерение действительной скорости трактора методом «пятого» колеса

Метод «пятого колеса» основан на использовании дополнительного колеса, которое закрепляется к остову трактора и осуществляет перекачивание по поверхности поля без скольжения, точно копируя профиль поверхности (рис. 3.9).

В процессе проведения эксперимента регистрируется часто-

вающим орудием протаскивали по полю другим трактором с помощью троса. Между двумя тракторами устанавливалось динамометрическое звено, позволяющее регистрировать тяговое усилие ведущего трактора. Эксперимент проводился в два этапа: на первом этапе экспериментальный трактор агрегатировался с почвообрабатывающим орудием и «осуществлялось протаскивание всего агрегата; на втором этапе



Рис. 3.9. Измерение действительной скорости движения трактора

та оборотов «пятого колеса». В качестве измерительного устройства используется геркон, закрепленный на вилке колеса. Замыкание контактов геркона осуществляется в процессе прохождения его через магнитное поле, создаваемое магнитами, закрепленными на спицах колеса. Момент замыкания контактов фиксируется в виде единичного импульса на рабочем поле осциллографа [114].

3.7. Измерение теоретической скорости трактора

Теоретическая скорость движения трактора определялась на основании данных об оборотах ведущих колес трактора. Для измерения этого параметра применялись электрические выключатели (рис. 3.10), «сигналы от которых регистрировались на осциллограмме в виде дискретных отметок. Количество дискретных отметок прямо пропорционально количеству оборотов ведущего колеса за единицу времени» [14].



Рис. 3.10. Датчик регистрации оборотов ведущего колеса трактора

3.8. Определение буксования трактора

Согласно работе Е. В. Ширяевой, «... экспериментальное определение буксования колесного трактора заключается в том, чтобы на мерном участке поля сопоставить суммарное число оборотов ведущих колес при движении трактора на холостом ходу $n_{к.х}$ и под нагрузкой $n_к$. Число оборотов ведущих колес измеряют в процессе тяговых испытаний. Так как путь, пройденный в каждом опыте, может быть разным, то формула для определения буксования имеет вид:

$$\delta = \left(1 - \frac{s_к (n'_{к.х} + n''_{к.х})}{s_{к.х} (n'_к + n''_к)} \right) 100\% , \quad (3.1)$$

где $n'_{к.х}$, $n''_{к.х}$ – суммарное число оборотов соответственно левого и правого ведущих колес трактора при движении без нагрузки на пу-

ти $S_{к.х}$; $n'_к, n''_к$ – суммарное число оборотов левого и правого ведущих колес трактора на пути $S_к$ при движении под нагрузкой» [114].

К основным допущениям данного метода следует отнести положение о том, что динамический радиус ведущего колеса является величиной постоянной; положение об отсутствии буксования ведущих колес при движении без крюковой нагрузки. Принятые положения могут приводить к накоплению абсолютных ошибок в измеряемой величине буксования.

«Величина коэффициента буксования может быть вычислена по разности теоретической скорости движения V_m и действительной $V_д$. Коэффициент буксования в процентах определяется зависимостью:

$$\delta = \frac{V_m - V_д}{V_m} 100\% , \quad (3.2)$$

$$V_m = \omega r_д,$$

где ω – угловая скорость ведущего колеса, рад/с» [114].

Или в долях единицы:

$$\delta = \frac{V_m - V_д}{V_m} . \quad (3.3)$$

Метод определения действительной скорости движения трактора при помощи «пятого» колеса достаточно трудоемок, так как требует проведения уточняющих тарировочных экспериментов для каждого почвенного фона; обеспечение постоянного соприкосновения «пятого» колеса с поверхностью почвенного фона, особенно на повышенных скоростях движения; ручной подсчет отметок, высвечиваемых на осциллограмме, за контрольный промежуток времени. Все это накладывает дополнительные ошибки на измеряемую кинематическую величину.

В данной работе предлагается способ определения действительной скорости движения трактора в составе МТА через другой кинематический параметр – ускорение центра масс трактора.



Рис. 3.11. Акселерометр на тракторе Zetor ANT-4135F

Это можно непосредственно в пакете программ «Power Graph», где есть функциональное окно «математической обработки входного сигнала». Данный инструмент позволяет провести графическое интегрирование экспериментальной реализации. Дальнейшая математическая обработка расчетной осциллограммы позволяет рассчитать величину действительной скорости трактора. Расчетная реализация скорости движения показана на рис. 3.13.

Данный параметр регистрировался в процессе эксперимента акселерометром (рис. 3.11), позволяющим фиксировать данный кинематический параметр в виде реализации, вид которой приведен на рис. 3.12.

Действительная скорость движения трактора получается в виде расчетной осциллограммы путем интегрирования осциллограммы ускорения центра массы трактора. Сделать это можно непосредственно в пакете программ «Power Graph», где есть функциональное окно «математической обработки входного сигнала».

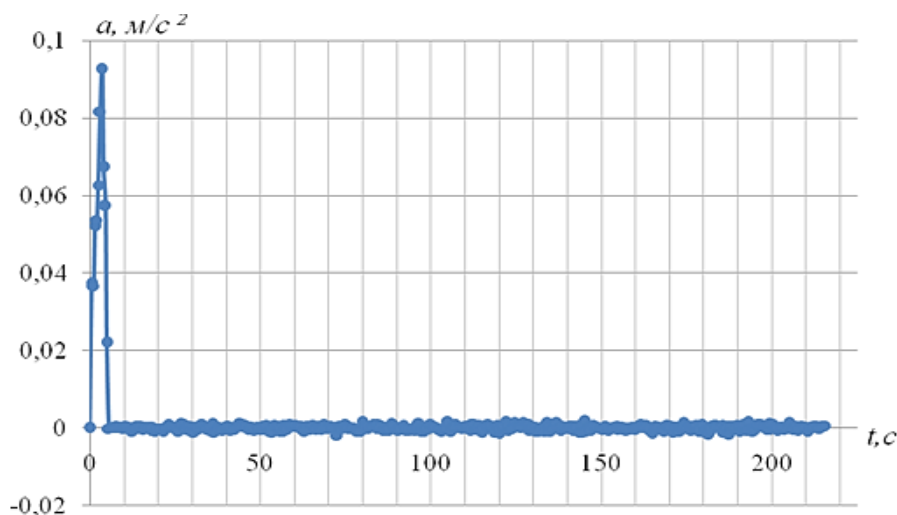
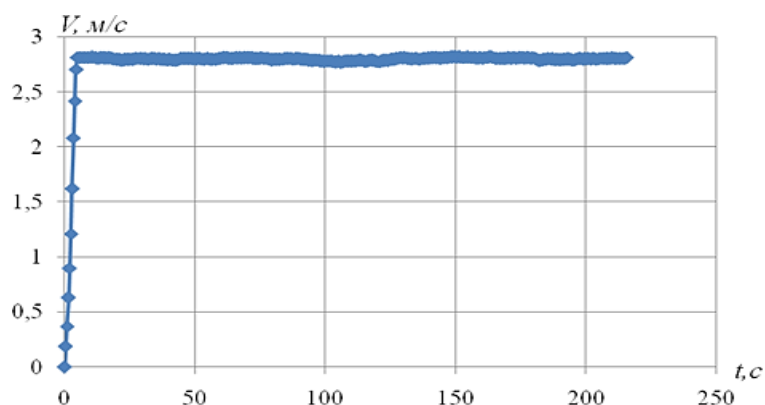


Рис. 3.12. Реализация ускорения центра масс Zetor ANT-4135F

Рис. 3.13. Расчетная реализация скорости движения Zetor ANT-4135F



Оценка точности предлагаемого метода была проведена по сопоставлению значений длины экспериментального зачетного участка и пройденного пути трактором за время эксперимента. Пройденный путь трактора за время эксперимента определялся путем интегрирования расчетной реализации скорости трактора. Результаты счета приведены на рис. 3.14. Величина пути за время эксперимента составила 596 м, при этом общая длина контрольного участка составляла 600 м. Относительная ошибка предлагаемого метода составила около 0,5 %. Дополнительно следует отметить универсальность и быстроту получения данного кинематического параметра.

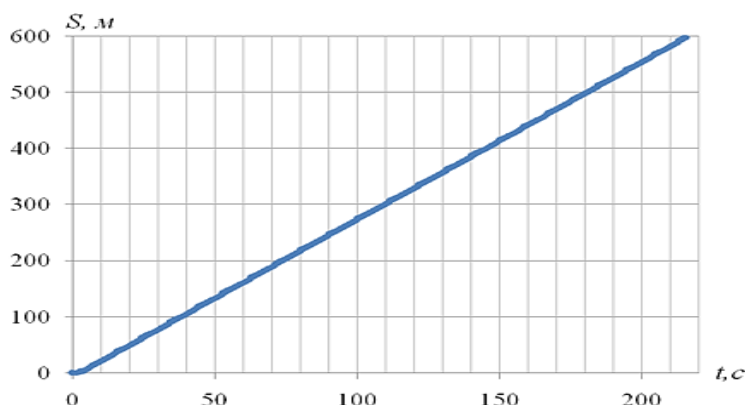


Рис. 3.14. Пройденный путь трактора Zetor ANT-4135F за время эксперимента

3.9. Определение положения центра масс трактора в горизонтальной плоскости

Объект исследования соответствовал основным требованиям, регламентированными ГОСТ 7057-2001 [28], а именно: до номинального уровня были заполнены емкости гидравлической,

масляной системы; топливный бак – полностью. Давление в шинах было доведено до значений указанных в ТУ: для передних колес 0,14 МПа; для задних 0,11 МПа. Трактор был укомплектован согласно техническим условиям необходимым инструментом, дополнительными приспособлениями, размещенными в предусмотренных для этого местах.

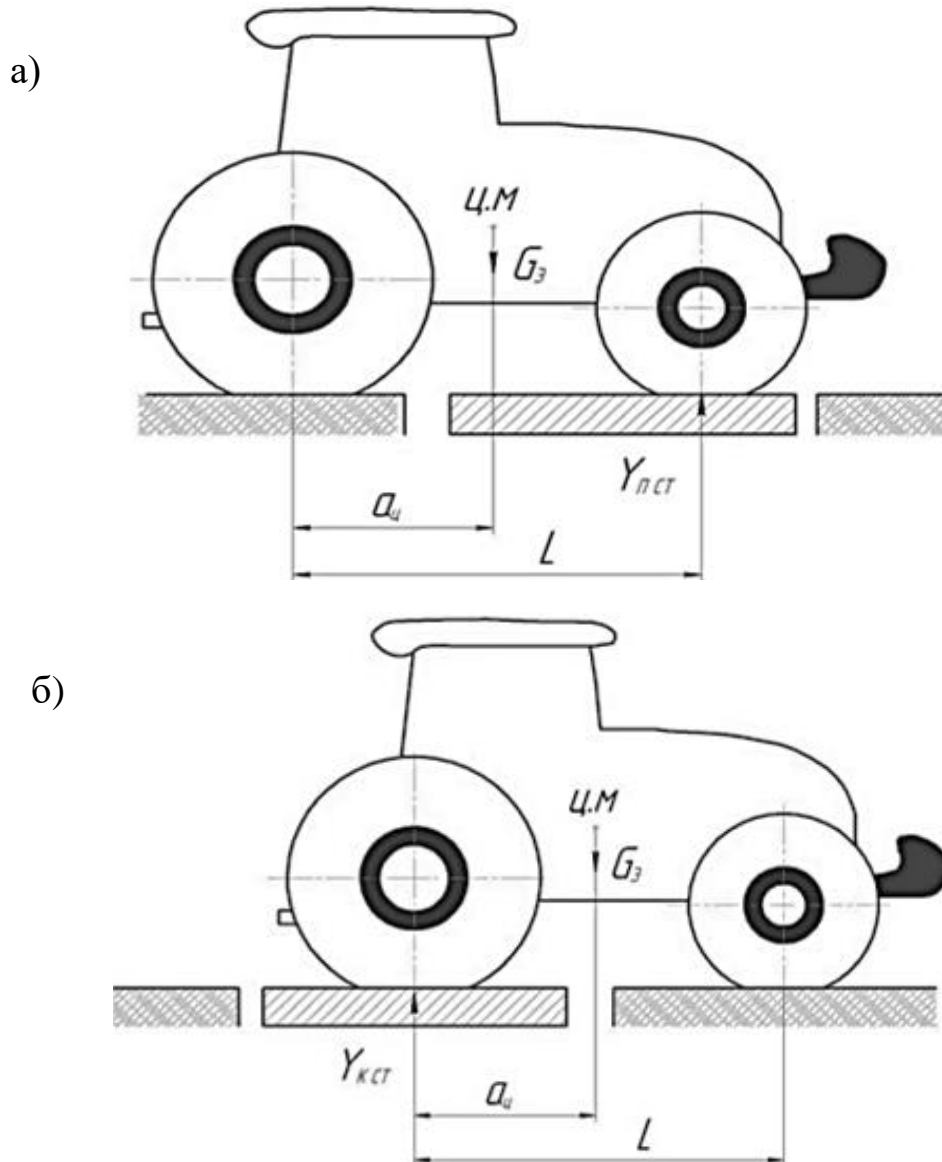


Рис. 3.15. Определение координаты центра масс трактора в горизонтальной плоскости (а – регистрация доли массы трактора, приходящейся на передний мост; б – регистрация доли массы трактора, приходящейся на задний мост)

Для определения координаты центра масс в горизонтальной плоскости [74] трактор размещали одним из мостов на весы

платформенного типа. При этом другой мост располагался на основании, находящемся на одинаковом горизонтальном уровне с весовой платформой.

В ходе эксперимента поочередно фиксировали показания весов для переднего и заднего моста трактора, $Y_{\text{пст}}$ и $Y_{\text{кст}}$ соответственно. Общая масса трактора определялась суммированием этих показателей

$$G_{\text{э}} = Y_{\text{пст}} + Y_{\text{зст}}. \quad (3.4)$$

Горизонтальная координата центра масс трактора вычислялась по формуле $a_{\text{гор}} = \frac{LY_{\text{пст}}}{G_{\text{э}}}$, (3.5)

где L – продольная база трактора (см. рис. 3.15).

3.10. Методика определения допустимого коэффициента буксования трактора по критерию истирания почвенного фона

В основу экспериментального метода поиска значения допустимого коэффициента буксования исследуемого трактора положена методика агрономической оценки качественных показателей работы почвообрабатывающих агрегатов, РД10.4.1-89.

Качественные показатели работы оценивались по структурному составу почвенного фона после прохождения ведущих колес трактора, до и после проезда трактора за задними ведущими колесами. Экспериментальная часть работ выполнялась на почвенном фоне пар и стерня. Структурный состав почвенного фона определялся путем взятия пробы штампом размером $0,3 \times 0,3 \times 0,4$ м. Пробы материала отбирались за задним мостом трактора на расстоянии 1,0-1,2 м от ведущих колес. «Данное расстояние определялось из соображений, что ходовая система трактора находилась в установившемся движении после резкого торможения агрегата.

Изменения коэффициента буксования достигались изменением заглубления рабочих органов почвообрабатывающего орудия, что приводило к изменению крюкового усилия.

Почвенные пробы разделялись на фракции диаметрами 0,1; 0,25; 0,5; 1; 2; 3; 5; 7; 10 мм при помощи специальных сит, рис. 3.16, 3.17.



Рис. 3.16. Лабораторные сита (а – взятие почвенной пробы; б внешний вид лабораторных сит)



Рис. 3.17. Разделение почвенной пробы на фракции

Отношение массы определенных фракций к общей массе отобранного материала определило долю фракции в общем объеме. Для изучения перераспределения фракционного состава рассчитывалось процентное содержание веса фракции после опыта к процентному содержанию веса той же фракции до опыта по формуле 3.6:

$$Y = Q_{фр}^{no} / Q_{фр}^{до}, \quad (3.6)$$

где $Q_{фр}^{no}$ и $Q_{фр}^{до}$ – доля конкретной фракции почвы до и после прохода трактора» [114].

Используя приведенную зависимость, получено изменение процентного содержания каждой фракции в зависимости от коэффициента буксования.

3.11. Оценка погрешностей измерений

Обработка полученных осциллограмм заключалась в нахождении средних значений непрерывных переменных величин. На начальном этапе выбраковывались осциллограммы с нехарактерными всплесками фиксируемых параметров и смещением нулевых линий.

Далее использовались встроенные функции математической обработки сигналов ПО «Power Graph» для нахождения среднеарифметического значения, среднеквадратического отклонения, коэффициента вариации.

Грубые погрешности оценивались статистическими методами в соответствии с которыми грубые погрешности заключаются в том, что реализация содержит грубую погрешность, если выполняется условие:

$$\left| \frac{x_i - x_{cp}}{s_c} \right| \geq y_{\min}, \quad (3.7)$$

где x_{cp} , s_c – среднее арифметическое и среднее квадратическое отклонения, вычисленные по остальным измерениям (кроме сомнительного); y_{\min} величина, значения которой зависят от числа n проведенных измерений и выбранного значения доверительной вероятности a или уровня значимости, равного $1 - a$.

«Относительные удельные погрешности измеряемых непосредственно параметров определялись из условия:

$$\delta_N = \pm \frac{\Delta P}{P} 100\%, \quad (3.8)$$

где ΔP – абсолютная предельная погрешность измерения параметра; P – показание прибора, измеряющего параметр» [89].

Выводы

1. Разработанный комплекс измерительной аппаратуры для трактора Zetor ANT-4135F позволяет решать следующие задачи:

- устанавливать значение допустимого коэффициента буксования трактора по истиранию почвы в пятне контакта движителей и почвы;
- проводить экспериментальную оценку динамических характеристик силовых нагрузок, действующих на трактор со стороны орудия;
- проводить экспериментальную оценку тягово-сцепных свойств тракторов с колесной формулой 4К4 в составе МТА;
- проводить экспериментальную оценку сопротивления движения трактора в составе МТА при различных значениях его эксплуатационной массы;
- устанавливать рациональные значения массы трактора в

составе МТА различного технологического назначения.

2. Предложенная методика определения действительной скорости поступательного движения МТА предусматривает ее расчет посредством экспериментальных значений ускорений.

3. Проведенная оценка точности измерений подтвердила корректность выполненных экспериментальных исследований. Доказано, что суммарная относительная ошибка не превышает 3 %.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ АДАПТАЦИИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ К ЗОНАЛЬНЫМ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Математическое моделирование процесса буксования трактора с колесной формулой 4К4, представленное во второй главе, показало, что динамический вид нагружения трактора в составе МТА крюковым усилием оказывает существенное влияние на тяговые показатели трактора. Изменение значения номинального коэффициента буксования трактора зависит как от увеличения среднего значения крюкового усилия за счет его динамической составляющей, так и от значения частоты его колебаний. Можно предположить, что интегральное воздействие данных параметров будет способствовать увеличению отклонения коэффициента буксования от расчетной кривой к некоторой условной области, которая будет ограничена кривыми буксования, полученными при работе трактора постоянной крюковой нагрузкой и минимальным значением коэффициента внутреннего трения почвы. Для определения границ указанной области следует провести оценку динамических характеристик крюкового усилия по двум вышеназванным характеристикам.

4.1. Динамические характеристики крюкового усилия трактора

Как было сказано в предыдущем абзаце к основным количественным динамическим параметрам, характеризующим крюко-

вое усилие, относятся: динамическая составляющая крюкового усилия; господствующая частота колебаний крюкового усилия.

Под динамической составляющей крюкового усилия понимается разность средних значений крюковых усилий, полученных в результате тяговых испытаний трактора при движении на скоростях до 2 км/ч и скоростях, обусловленных соответствующим технологическим процессом обработки почвы. Для получения данного параметра необходимо проследить изменение значения крюкового усилия трактора с ростом скорости движения.

Изменение данного параметра показано на рис. 4.1.

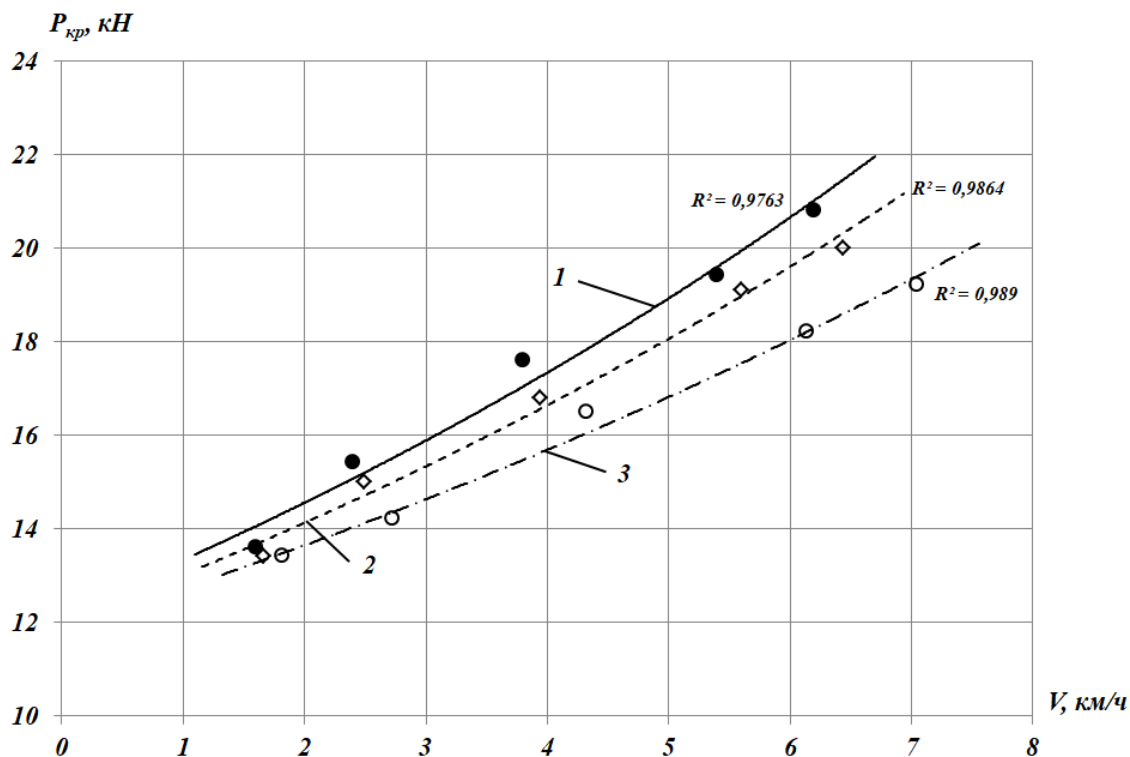


Рис. 4.1. Изменение крюкового усилия трактора от скорости движения (изменение крюкового усилия при эксплуатационной массе трактора, кг: 1 – 4800; 2 – 5400; 3 – 780. Фон – стерня озимых культур)

Графические зависимости показывают, что с ростом скорости движения трактора в составе МТА происходит прирост крюкового усилия трактора. Величина прироста, согласно теории стабилизации режимов нагружения машинно-тракторных агрегатов, определяет величину динамической составляющей крюково-

го усилия. Прирост крюкового усилия обуславливается не только повышением энергетического уровня выполняемой операции при увеличении скорости движения, но и интенсификацией продольно-угловых колебаний остова трактора, приводящих к усилению колебаний нагрузки на крюке. Этим можно объяснить зависимость величины динамической составляющей от эксплуатационной массы трактора. Так, при эксплуатационной массе трактора 4800 кг (масса трактора без балласта) среднее значение крюкового усилия при статическом режиме нагружения (действительная скорость движения до 2 км/ч) составило 13,6 кН.

При изменении скорости от 1,6 до 6,2 км/ч значение крюкового усилия увеличилось до 20,8 кН (кривая 1), таким образом, общий прирост крюкового усилия трактора составил 7,2 кН. При эксплуатационной массе трактора 5400 кг (масса трактора с балластом на переднюю ось 300 кг, на заднюю ось 300 кг) среднее значение крюкового усилия при статическом режиме нагружения составило 13,4 кН. При увеличении скорости движения от 1,66 до 6,43 км/ч среднее значение крюкового усилия увеличилось до 20 кН (кривая 2), общий прирост крюкового усилия трактора составил 6,6 кН. При эксплуатационной массе трактора 5780 кг (масса трактора с балластом на переднюю ось 500 кг, на заднюю ось 480 кг) среднее значение крюкового усилия при статическом режиме нагружения составило 13,4 кН. При увеличении скорости движения от 1,82 до 7,05 км/ч среднее значение крюкового усилия увеличилось до 20 кН (кривая 3), общий прирост крюкового усилия трактора составил 5,8 кН.

Более наглядно влияние скорости движения на динамическую составляющую крюкового усилия можно проследить по графическим зависимостям рис. 4.2.

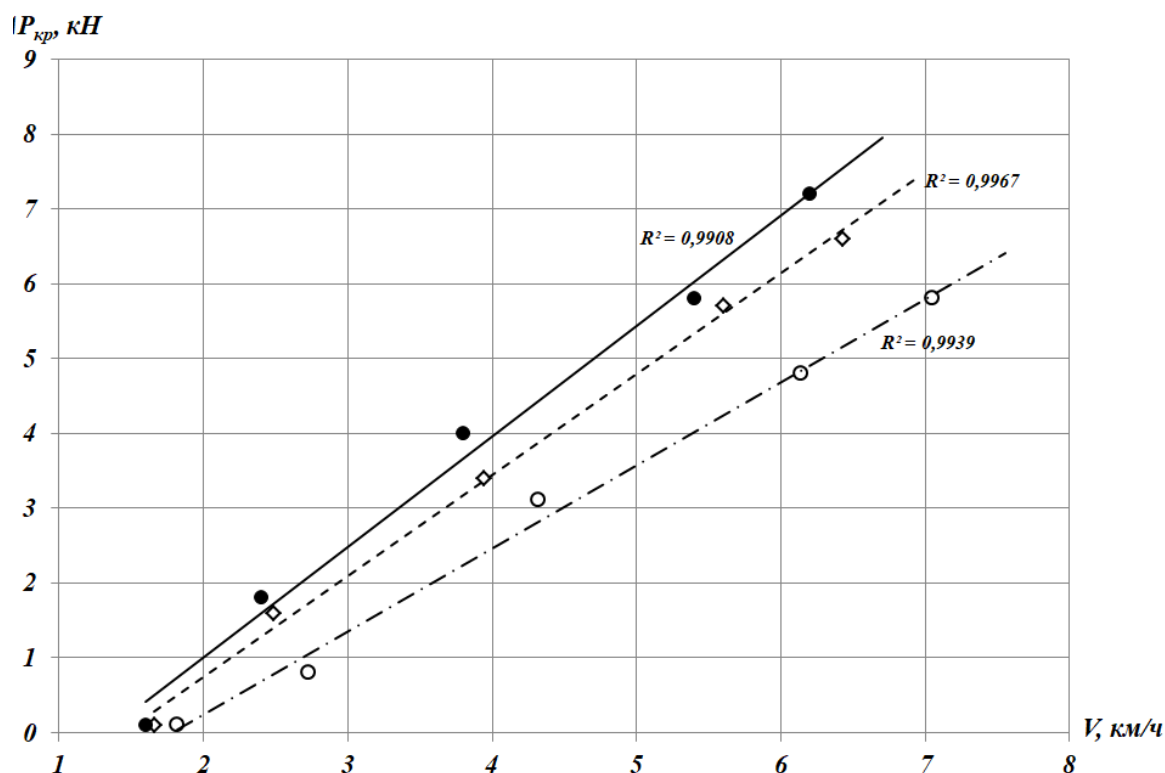


Рис. 4.2. Изменение динамической составляющей крюкового усилия (изменение крюкового усилия при эксплуатационной массе трактора, кг: 1 – 4800; 2 – 5400; 3 – 780. Фон – стерня озимых культур)

При работе на паровом поле также отмечено увеличение со скоростью движения крюкового усилия трактора. При этом на паровом поле данный параметр меняется не так интенсивно (рис. 4.3, 4.4). Это можно обосновать другими значениями упругих и механических показателей почвенного фона, которые вполне могут обеспечивать более стабильное движение машинно-тракторного агрегата.

Из приведенного анализа можно сделать основные выводы:

- с увеличением действительной скорости трактора следует ожидать увеличение крюкового усилия.
- величина прироста крюкового усилия определяется не только скоростным режимом МТА и силовой нагруженностью трактора, но и физико-механическими характеристиками почвенного фона.
- масса трактора существенно влияет на величину динами-

ческой составляющей крюкового усилия, связано это со снижением интенсивности продольно-угловых колебаний трактора, что приводит к меньшим амплитудам колебаний крюкового усилия.

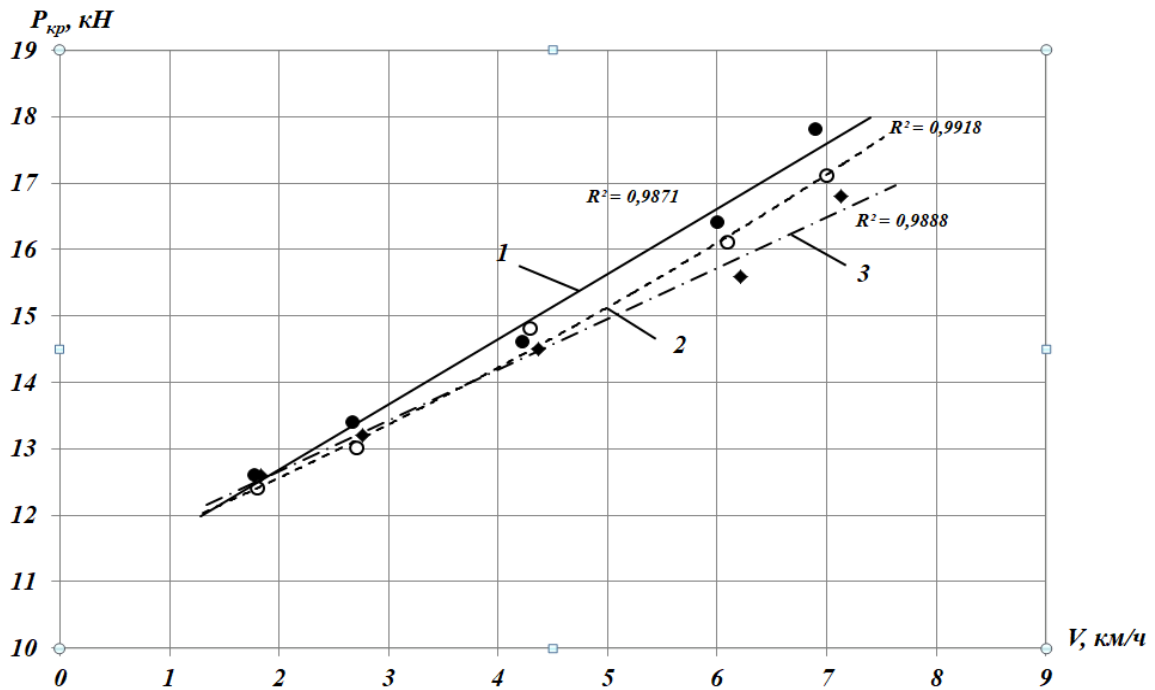


Рис. 4.3. Зависимость крюкового усилия трактора от скорости движения (изменение крюкового усилия при эксплуатационной массе трактора, кг: 1 – 4800; 2 – 5400; 3 – 780. Фон – пар)

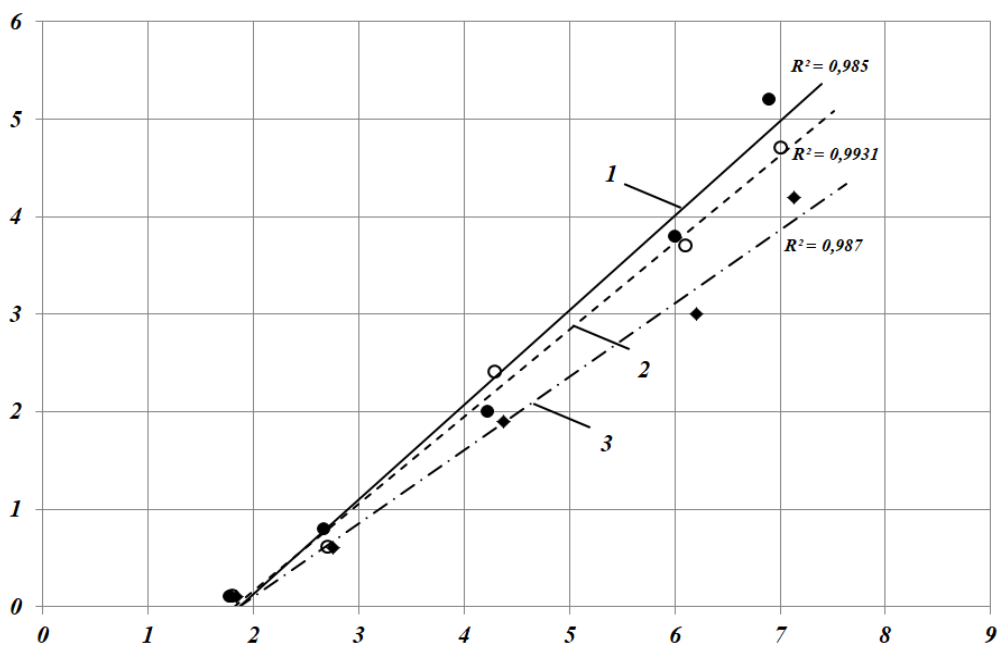


Рис. 4.4. Зависимость динамической составляющей крюкового усилия трактора от скорости движения (изменение крюкового усилия при эксплуатационной массе трактора, кг: 1 – 4800; 2 – 5400; 3 – 780. Фон – пар)

4.2. Спектральный анализ крюкового усилия трактора

Спектральный анализ экспериментальных осциллограмм крюкового усилия трактора проводился с целью установления значения господствующей частоты колебаний регистрируемого «случайного» процесса нагружения. Данное значение необходимо для теоретической оценки тягово-сцепных показателей трактора, представленной в разделе 2.1.4.

В основу спектрального анализа в программном пакете «PowerGraph» заложен алгоритм быстрого преобразования Фурье, позволяющий получить графическое распределение среднеквадратического отклонения исследуемого процесса по частотным полосам.

На рис. 4.5 представлены спектральные плотности крюкового усилия Zetor ANT-4135F в агрегате с плугом при различных значениях эксплуатационной массы трактора. «Составляющие спектра, имеющие частоты более 12 Гц, нами не рассматривались, так как они в меньшей степени влияют на работу трактора вследствие его инерционности» [14, 20, 61, 62, 114].

Первый всплеск на спектральной плотности формируется в диапазоне до 1 Гц, считается, что амплитуды колебаний с данной частотой оказывают негативное влияние на работу двигателя трактора [72]. Природа данного всплеска обусловлена процессами разрушения и деформации почвенного пласта рабочими органами почвообрабатывающего орудия и макрорельефом почвенного фона.

Второй всплеск формируется в диапазоне от 1,5 до 4 Гц. Природу этого всплеска связывают с продольно-угловыми колебаниями трактора, оказывающими негативное влияние на работу колесного движителя, приводящими к росту затрат на перекачивание трактора по полю и снижению его тягово-сцепных показателей.

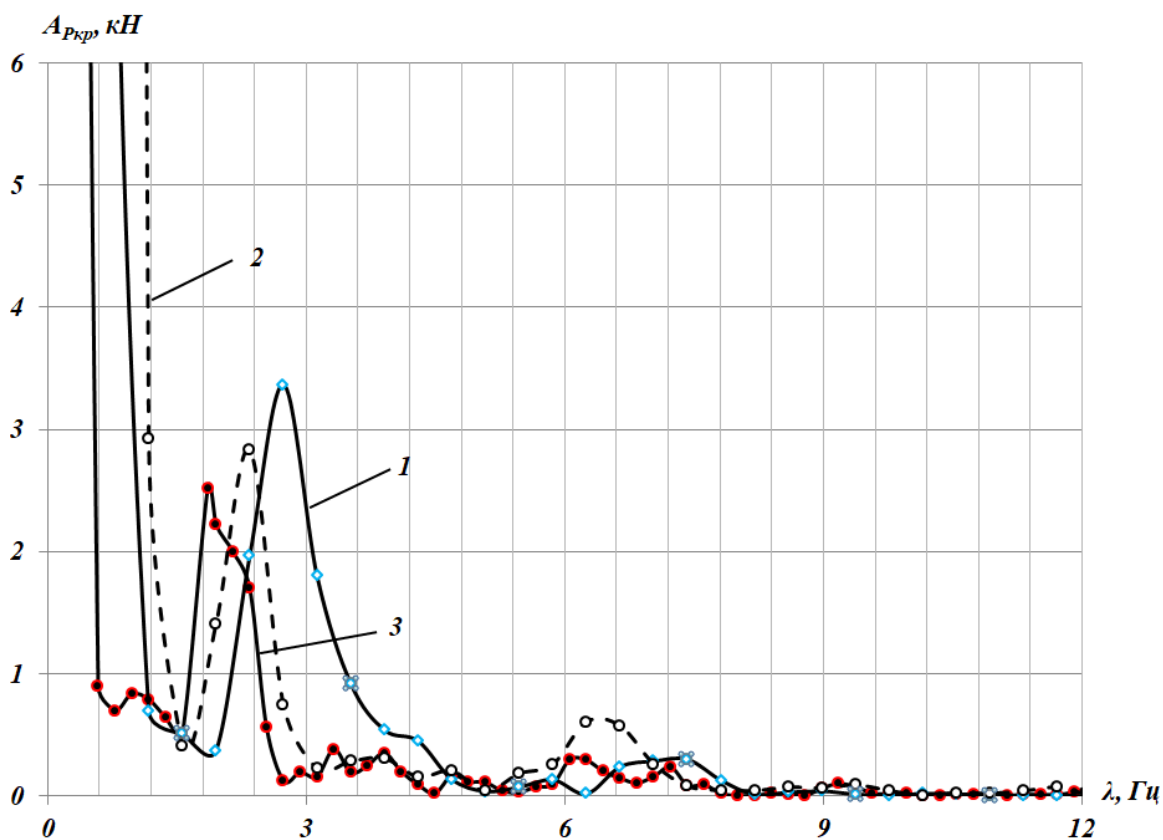


Рис. 4.5. Спектральные плотности крюковой нагрузки Zetor ANT-4135F в агрегате с плугом (эксплуатационная масса трактора, кг: 1 – 4800; 2 – 5400; 3 – 780. Фон – стерня озимых культур)

Более высокие частотные всплески на спектральной плотности связывают с вибрационными процессами рабочих органов почвообрабатывающих орудий, самого орудия и вертикальных колебаний трактора. Как правило, данные всплески генерируются в диапазоне 4-10 Гц, амплитуды их невелики по сравнению с первыми двумя рассматриваемыми всплесками. Поэтому в данной работе их влияние на эксплуатационные показатели трактора не рассматривается.

Отдельно следует остановиться на вопросе влияния эксплуатационной массы трактора на интенсивность рассматриваемых колебательных процессов. На стерневом поле при увеличении эксплуатационной массы трактора наблюдается смещение спектров в область низких частот. Так, при увеличении массы тракто-

ра с 4800 до 5780 происходит смещение частоты спектра с 2,8 до 2 Гц, что в целом говорит о снижении интенсивности колебательных процессов МТА и является положительным фактором, способствующим общему снижению динамической нагруженности МТА. Причем данный положительный факт наблюдается только на почвенных фонах с высокой вертикальной жесткостью. На почвенном фоне «пар» повышение эксплуатационной массы трактора в указанных пределах практически не изменило динамическую нагруженность трактора, рис. 4.6. Значение частоты максимума второго всплеска осталось в районе 1,5 Гц.

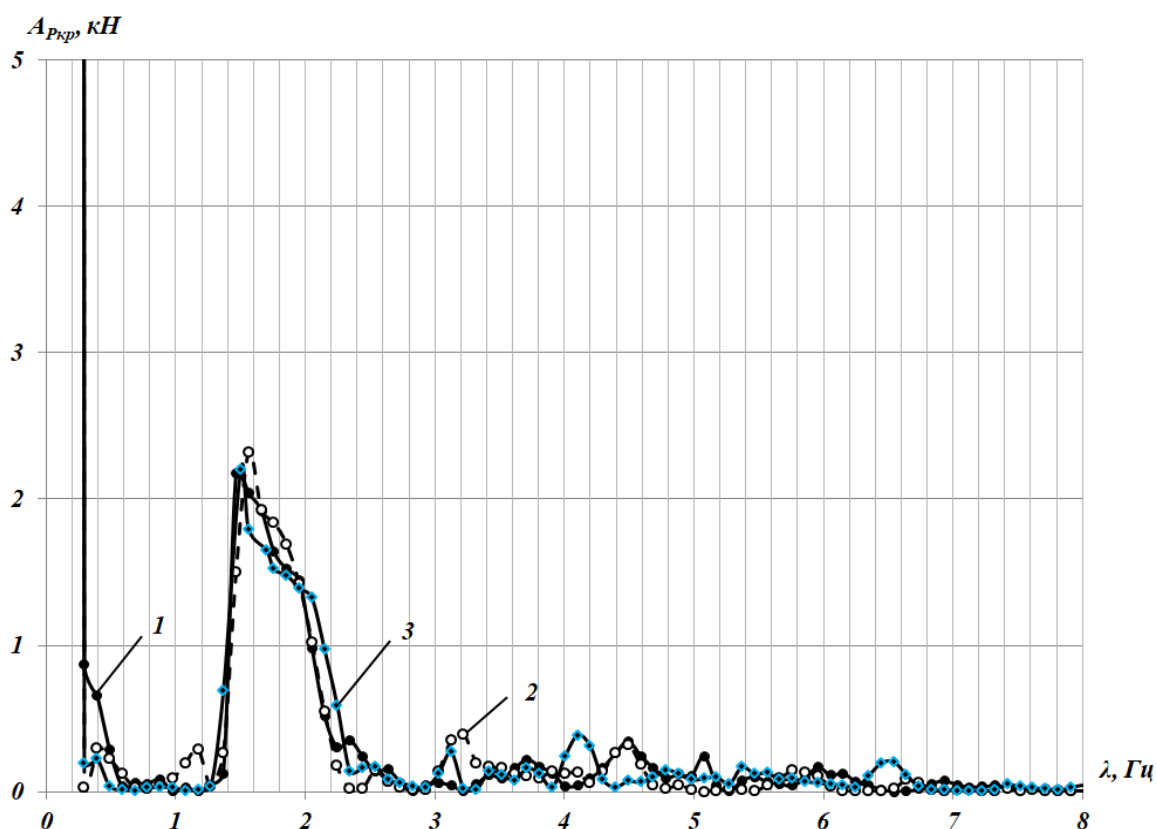


Рис. 4.6. Спектральные плотности кривоковой нагрузки Zetor ANT-4135F в агрегате с культиватором (эксплуатационная масса трактора, кг: 1 – 4800; 2 – 5400; 3 – 780. Фон – пар)

Основные выводы из приведенного анализа:

1. Балластирование трактора в целом положительно влияет на динамическую нагруженность трактора, на твердых почвен-

ных фонах следует ожидать снижение амплитуды и частоты крюкового усилия.

2. Для расчета параметров дробно-рациональной функции следует принять значение господствующей частоты крюкового усилия: на фоне «стерня» – 2,8 Гц; на фоне «пар» – 1,5 Гц.

4.3. Тяговые показатели экспериментального трактора

Использование математического аппарата, представленного в [80], справедливо только для условий, при которых значение вертикальной жесткости почвенного фона не превышает $c \leq 5 \text{ МН/м}^3$. При больших значениях c не выполняются исходные допущения, положенные в основу вывода рассматриваемых аналитических выражений, а именно, нарушается равенство между вертикальными нагрузками на поверхности почвозацепа и поверхности впадин за счет неполного заглубления почвозацепов в почву.

«В результате неполного погружения почвозацепа в почву его действительная высота становится меньше конструктивной, что влечет за собой накопление ошибок при расчете величины действующей нагрузки на поверхность впадин. В целом это приводит к получению заниженных показателей значения коэффициента буксования трактора [61].

Экспериментальная часть работы выполнялась на светло-каштановых почвах юго-восточной зоны европейской части РФ. Основные характеристики почвенных фонов, характерных для применяемых почвообрабатывающих агрегатов, приведены ранее в табл. 3.1.

Если проанализировать результаты счета по предложенному алгоритму, представленному в табл. 2.1 и 2.2, и по их результатам построить графические зависимости коэффициента буксования

трактора в функции относительного тягового усилия (рис. 4.7), представляющего собой отношение текущего тягового усилия к максимальному тяговому усилия реализуемым колесом (при 100 % буксовании колесного движителя), то можно убедиться в совпадении данных кривых, это говорит о том, что параметр дробно-рациональной функции не коррелируется с жесткостью почвы.

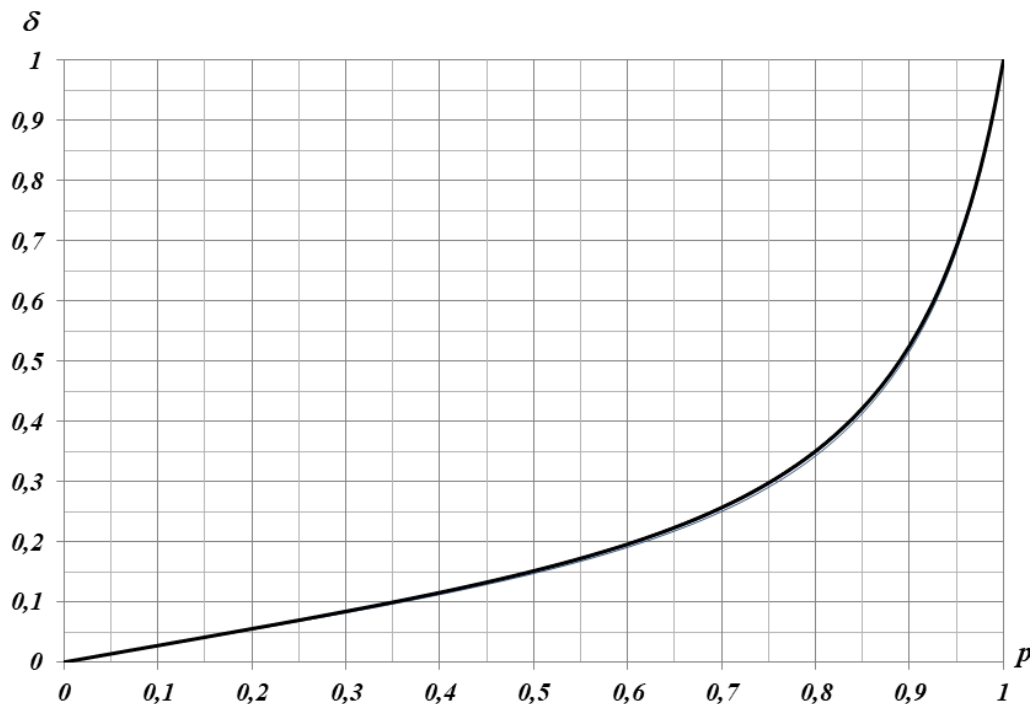


Рис. 4.7. Расчетная кривая коэффициента буксования колесного трактора Zetor ANT-4135F. Рассчитано для диапазона жесткости почвы 0,5-1,5 МН/м³, с изменением 0,1 МН/м³

Это обосновывается тем, что жесткие почвенные фоны обладают большей несущей способностью за счет более сильной деформации шины ведущего колеса, что повышает количество почвозацепов в пятне контакта.

Таким образом, значение коэффициента пропорциональности функции кривой буксования можно принимать за постоянную величину, равную 0,3 для всех почвенных фонов, рис. 4.8. Такое допущение значительно снижает общую трудоемкость счета по предложенным математическим моделям.

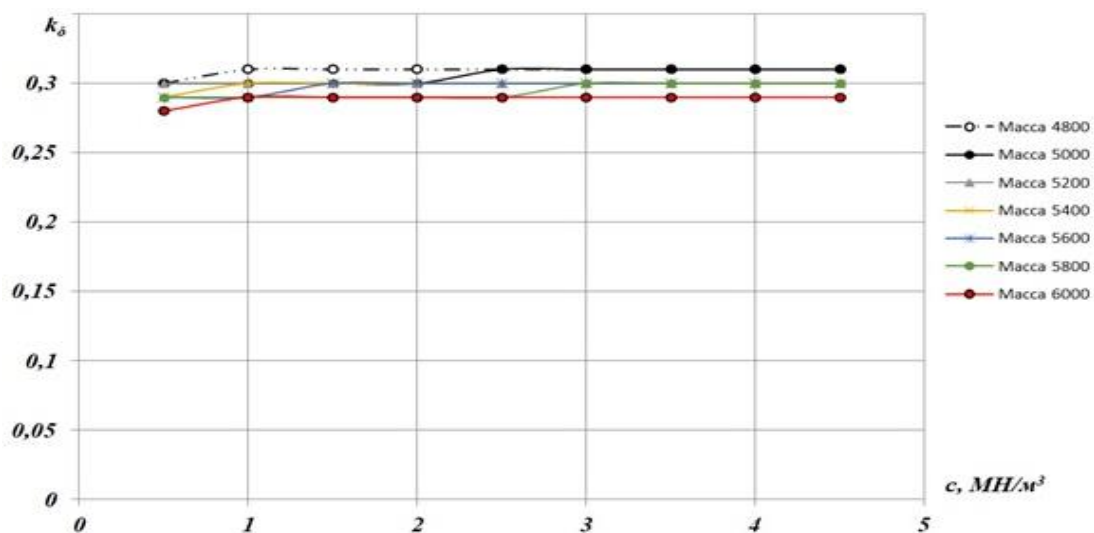


Рис. 4.8. Влияние жесткости почвы на значение коэффициента пропорциональности

На рис. 4.9 и 4.10 показаны результаты тяговых испытаний трактора, там же построены аналитические зависимости буксо-

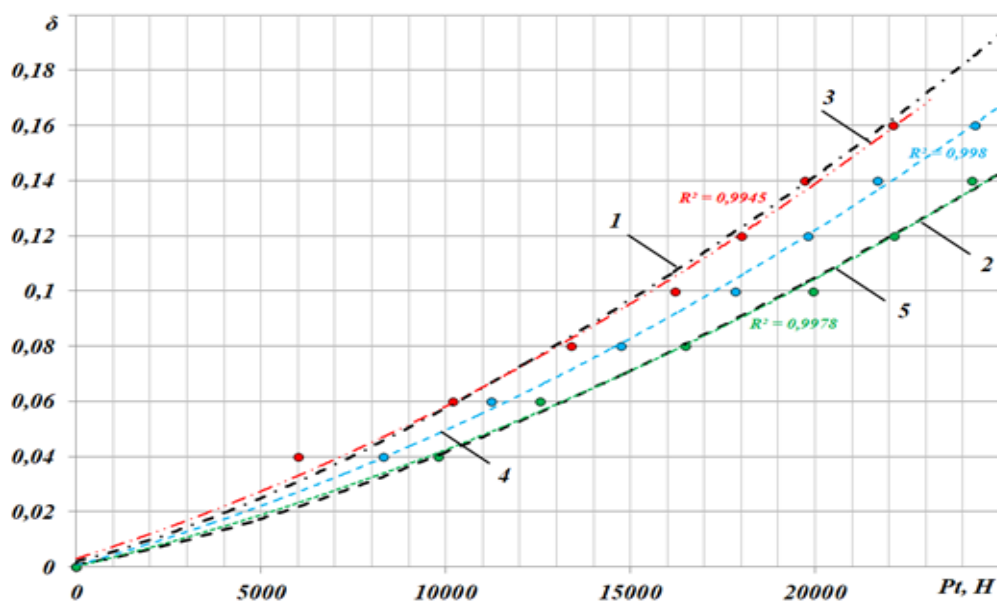


Рис. 4.9. Зависимость коэффициента буксования от тягового усилия трактора Zetor ANT-4135F, фон – стерня: 1 – динамическая аналитическая кривая буксования трактора при номинальном значении эксплуатационной массы; 2 – динамическая аналитическая кривая буксования трактора при максимальном значении эксплуатационной массы; 3 – экспериментальные данные коэффициента буксования при значении массы трактора 4800 кг; 4 – экспериментальные данные коэффициента буксования при значении массы трактора 5400 кг; 5 – экспериментальные данные коэффициента буксования при значении массы трактора 5780 кг

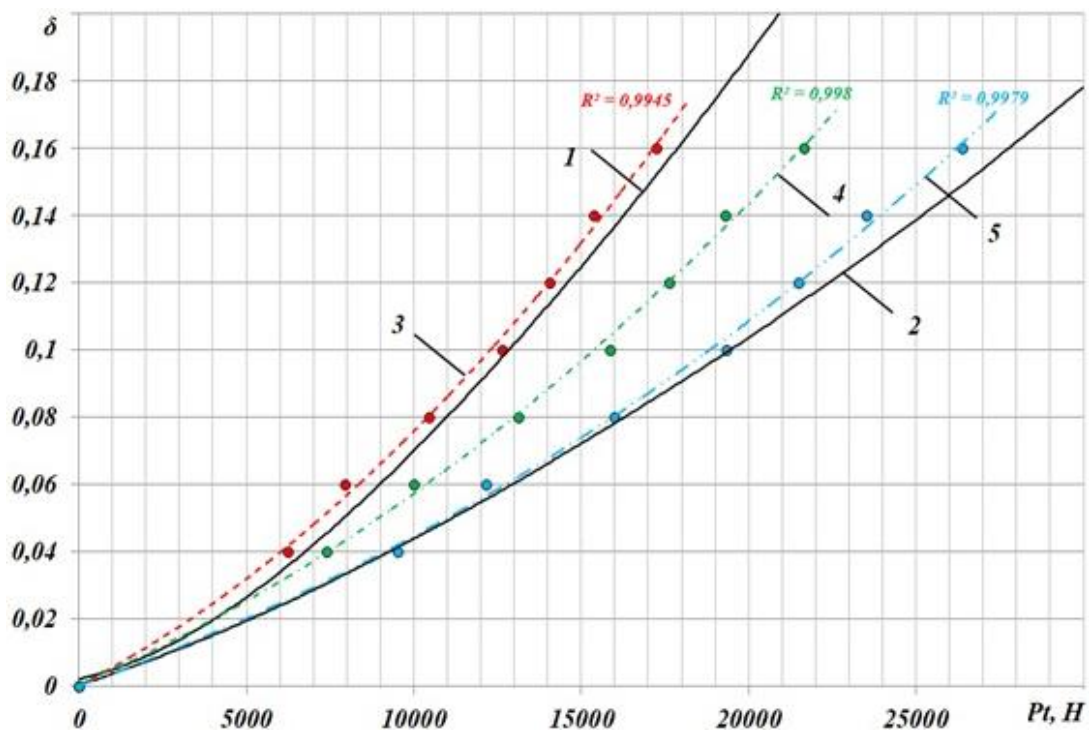


Рис. 4.10. Зависимость коэффициента буксования от тягового усилия трактора Zetor ANT-4135F, фон – пар (1 – динамическая аналитическая кривая буксования трактора при номинальном значении эксплуатационной массы; 2 – динамическая аналитическая кривая буксования трактора при максимальном значении эксплуатационной массы; экспериментальные данные коэффициента буксования при значении массы трактора, кг: 3 – 4800, 4 – 5400, 5 – 5780)

вания от тягового усилия при номинальной и максимальной эксплуатационной массе трактора.

Анализ экспериментальных данных полученных на соответствующих тяговых режимах показывает, что экспериментальные данные коэффициента буксования хорошо попадают в область, ограниченную расчетными дробно-рациональными функциями, полученными при номинальной и максимальной эксплуатационной массе трактора.

Данное наблюдение справедливо для почв различной вертикальной жесткости. На почвенном фоне «пар» также наблюдается попадание экспериментальных значений коэффициента буксования в обозначенную область. Можно предположить, что отклоне-

ние экспериментальных данных от расчетных кривых связано только с неучтенными динамическими нагрузками.

Такая высокая сходимость экспериментальных данных и расчетных дробно-рациональных функций, описывающих изменение коэффициента буксования трактора, подтверждает точность рассматриваемой модели процесса взаимодействия движителей трактора реальной физической картине.

4.4. Влияние эксплуатационной массы трактора Zetor ANT-4135F на сопротивление перекачиванию

Результаты исследования влияния эксплуатационной массы трактора Zetor ANT на сопротивление перекачиванию его по почвенному фону приведены на рис. 4.11.

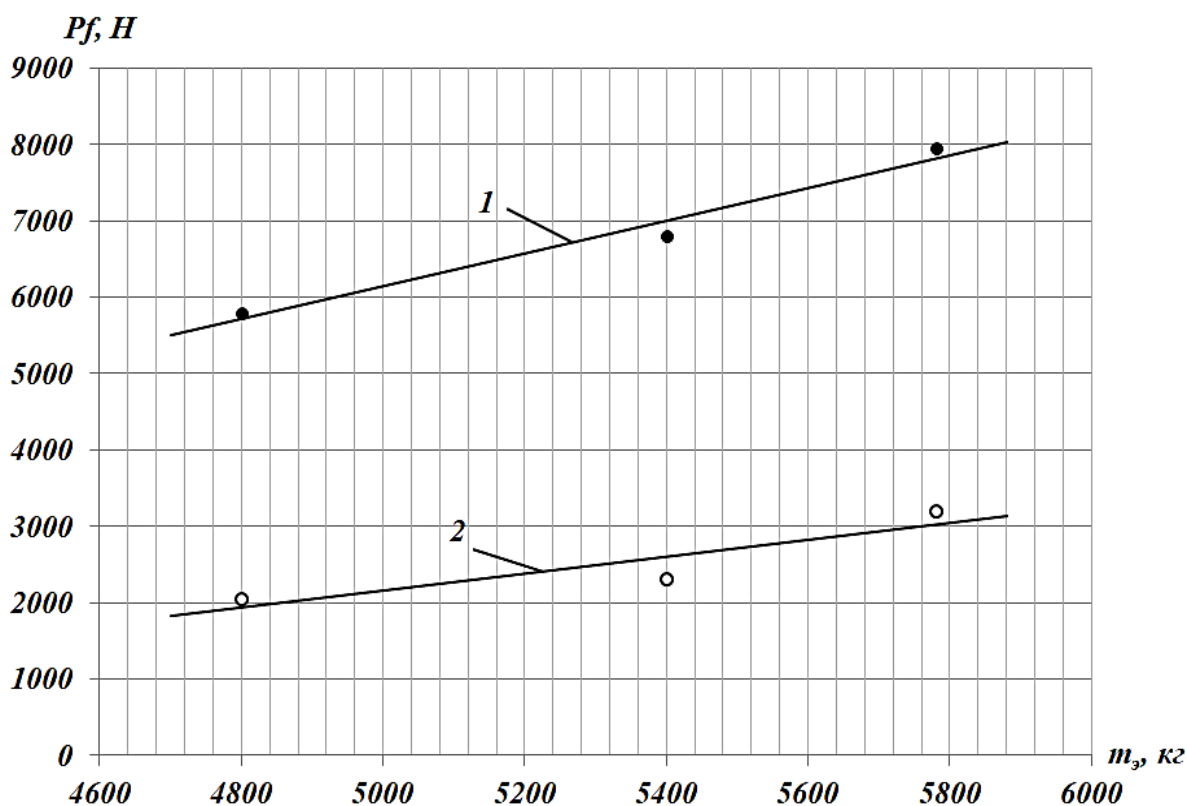


Рис. 4.11. Зависимость сопротивления движению трактора Zetor ANT от его эксплуатационной массы (1 – почвенный фон «пар»; 2 – почвенный фон «стерня»)

Характер протекания экспериментальных кривых свидетельствует о том, что при увеличении эксплуатационной массы трактора наблюдается прирост сопротивления перекачиванию. Величина сопротивления перекачиванию и её изменение определяется вертикальной жесткостью почвенного фона.

При движении трактора по почвенному фону «стерня» озимых культур величина сопротивления перекачиванию трактора изменялась от 2050Н до 3200Н, при изменении эксплуатационной массы трактора – от 4800 до 5780 кг (кривая 1). Дополнительно можно отметить, что характер протекания рассматриваемой кривой, несмотря на аппроксимацию полиномом второй степени, близок к линейному. Это вносит дополнительные трудности по использованию критериального уравнения 2.28, так как нет четкой границы нарастания сопротивления движению при определенном значении эксплуатационной массы трактора, что являлось бы граничным условием балластирования трактора.

При движении трактора по почвенному фону «пар» величина сопротивления перекачиванию трактора изменялась от 5800Н до 7950Н, при изменении эксплуатационной массы трактора от 4800 до 5780 кг (кривая 2). Следует отметить резкое увеличение значения сопротивления перекачиванию трактора при уменьшении вертикальной жесткости почвенного фона. Связано это с более глубоким погружением почвозацепов ведущего колеса в почву, что увеличивает затраты на смятие почвы и образование колеи.

Компенсация силовых затрат в виде прироста сопротивления перекачиванию трактора может быть осуществлена за счет снижения динамической составляющей крюковой нагрузки. Согласно графическим зависимостям 4.2 и 4.4 снижение динамической составляющей крюковой нагрузки трактора при изменении его эксплуатационной массы от 4800 до 5780 кг составило: для

стерневого поля – 1400Н; для парового поля – 1000Н. Можно утверждать, что полученный выигрыш в крюковой усилении трактора позволяет полностью сохранить силовые затраты трактора на номинальном уровне при работе на стерневом поле и частично их компенсировать (на 50 %) на почвенном фоне «пар». Данное условие распространяется и при балластировании трактора до эксплуатационной массы 5400 кг.

4.5. Значение допустимого коэффициента буксования трактора Zetor ANT-4135F

В процессе перекатывания ведущего колеса по почвенному фону происходит формирование колеи, в границах которой происходит увеличение мелких фракций почвы, сформированных за счет дробления более крупных фракционных составляющих.

Значение допустимого коэффициента буксования определялось по началу увеличения доли почвенных частиц диаметром менее 1 мм. При проведении экспериментов значение коэффициента буксования трактора изменялось с шагом 2 %, достигалось это путем варьирования крюковой нагрузки трактора.

Так как в задачи исследования не входило определение перераспределения почвенных фракций между размерными группами, при обработке экспериментальных данных доля фракций диаметром 2; 3; 5; 7; 10 мм суммировались и объединялись в одну группу, аналогично объединялись в одну группу фракции диаметром 0,1; 0,25; 0,5; 1 мм. В итоге в результате обработки экспериментальных данных были получены две графические зависимости: изменение доли почвенных фракций от 1 до 10 мм, и менее 1 мм соответственно.

Графические зависимости получены для двух почвенных фонов, коэффициенты объемного смятия которых составляют

4МН/м³ и 0,5МН/м³. Эксплуатационная масса трактора соответственно варьировалась от 4800 до 5780 кг.

На рис. 4.12, 4.13 представлены графические зависимости изменения фракционного состава почвы от буксования трактора.

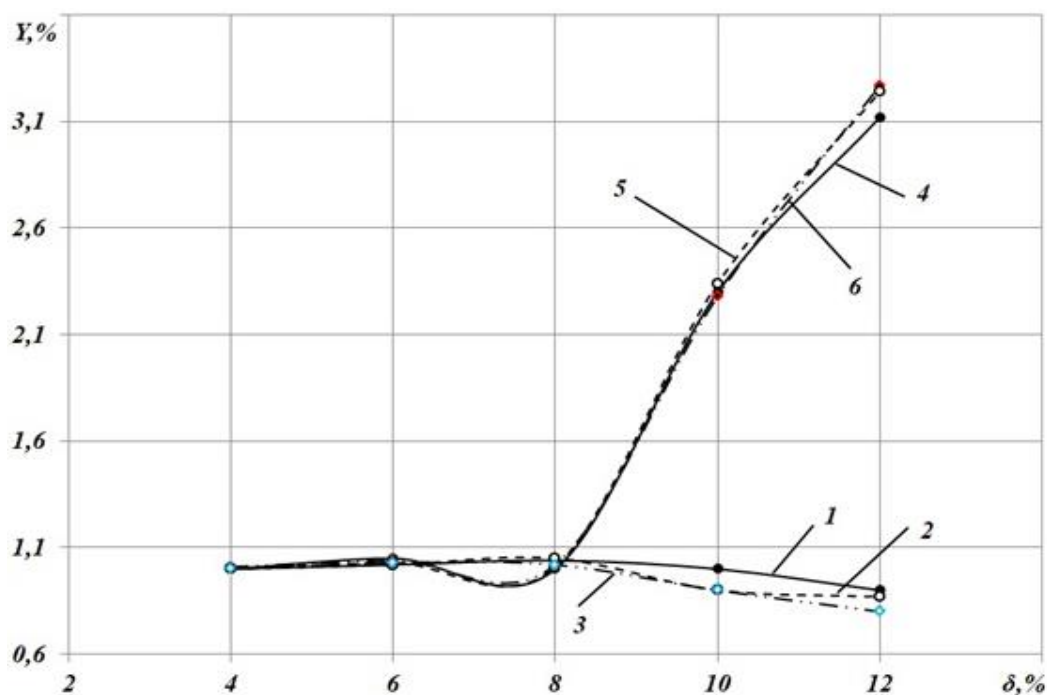


Рис. 4.12. Изменение процентного содержания фракций почвенного фона после прохода трактора Zetor ANT-4135F в зависимости от буксования (фракции диаметром 1-10 мм при эксплуатационной массе трактора, кг: 1 – 4800, 2 – 5400, 3 – 5780; фракции диаметром менее 1 мм при эксплуатационной массе трактора, кг: 4 – 4800; 5 – 5400 кг; 6 – 5780 кг. Почвенный фон – стерня озимых культур)

Анализ зависимостей показывает, что при низких значениях коэффициента буксования (до 6 %) рассматриваемого трактора структура почвенного слоя остается практически без изменений. Данное наблюдение справедливо как для почвенного фона «стерня» озимых культур, так и для почвенного фона «пар». Объяснить это можно тем, что крюковая нагрузка трактора при таких значениях буксования значительно меньше номинальной, поэтому в данном случае разрушение почвенного слоя движителями трактора происходит только под действием эксплуатационной массы. Мож-

но предположить, что при таком характере воздействия будет происходить только уплотнение почвенных кирпичей в пятне контакта движителя с почвой, тем самым образуя более крупные фракции за счет присоединения более мелких. Причем исследуемый диапазон эксплуатационной массы трактора существенного воздействия на изменение фракционного состава почвы не оказывает.

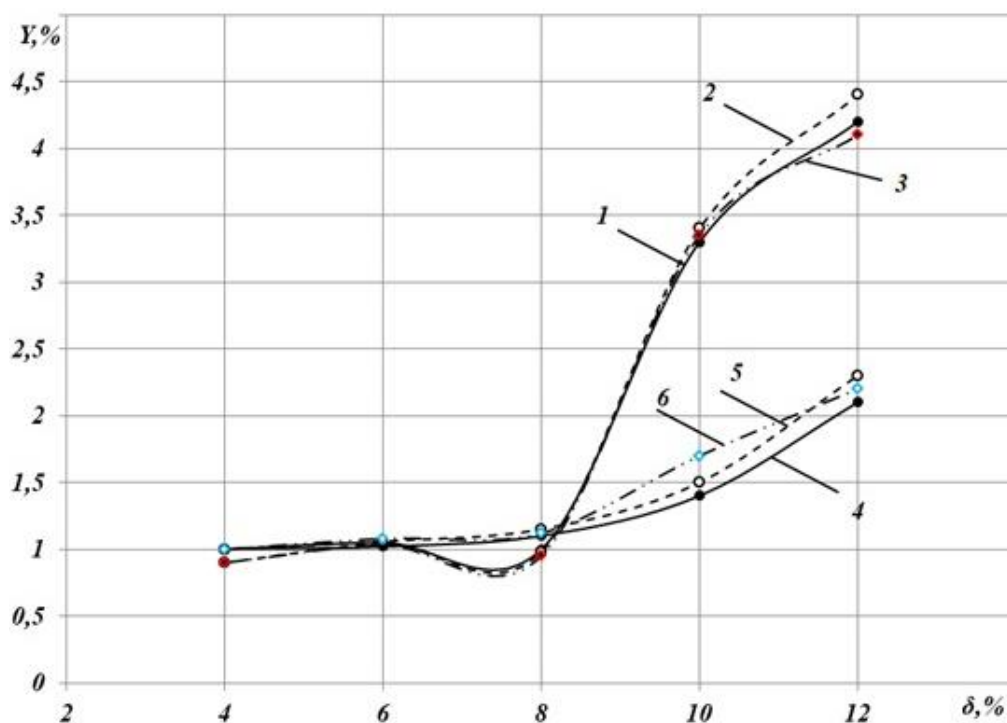


Рис. 4.13. Изменение процентного содержания фракций почвенного фона после прохода трактора Zetor ANT-4135F в зависимости от буксования (фракции диаметром 1-10 мм при эксплуатационной массе трактора, кг: 1 – 4800, 2 – 5400, 3 – 5780; фракции диаметром менее 1 мм при эксплуатационной массе трактора, кг: 4 – 4800; 5 – 5400 кг; 6 – 5780 кг. Почвенный фон – пар)

При увеличении буксования трактора до 8 % наблюдается резкий прирост фракций диаметром менее 1 мм. На почвенном фоне «стерня» при увеличении коэффициента буксования трактора с 8 до 12 % количество эрозионно опасных частиц увеличилось более чем в 3 раза, на почвенном фоне «пар» в 4,5 раза. Это объясняется «...началом сдвига «почвенных кирпичей» в пятне контакта ведущего колеса с почвой, которые, проскальзывая по

поверхности сдвига, перетирают частицы почвы в более мелкие фракции» [14].

Фракции диаметром 1-10 мм оказались более устойчивыми к увеличению значения коэффициента буксования. На почвенном фоне «стерня» можно отметить равновесное состояние данных фракций при изменении коэффициента буксования от 6 до 12 %. Это объясняется разрушением колесными движителями более крупных фракций до данного диаметра. На почвенном фоне «пар» процентное содержание данных фракций увеличивается, то есть происходит интенсивное разрушение более крупных фракций почвы.

В целом представленные экспериментальные данные позволяют сделать вывод, что значение коэффициента буксования исследуемого трактора 8-9 % можно принимать допустимым коэффициентом буксования по критерию отсутствия истирания почвенного фона. Причем данное значение справедливо для почв различной вертикальной жесткости и различной эксплуатационной массы трактора.

Выводы

1. С повышением скорости движения трактора происходит увеличение крюкового усилия, величина прироста которого определяется не только скоростным режимом МТА и силовой нагруженностью трактора, но и физико-механическими характеристиками почвенного фона.

2. Корректировка массы трактора влияет на величину динамической составляющей крюкового усилия, что обусловлено изменением интенсивности продольно-угловых колебаний трактора и амплитуд колебаний крюкового усилия.

3. Балластирование трактора в целом положительно влияет на динамическую нагруженность трактора при выполнении почвообрабатывающих операций. На твердых почвенных фонах происходит снижение амплитуды и частоты колебаний крюкового усилия.

4. При расчете коэффициента пропорциональности аналитической функции кривой буксования значение частоты колебания крюкового усилия следует принимать 2,8 Гц – для почвенного фона «стерня»; 1,6 Гц – для почвенного фона «пар». В дальнейших расчетах значение данного коэффициента можно принимать как постоянную величину, равную 0,3.

5. Компенсация силовых затрат в виде прироста сопротивления перекачиванию трактора может быть осуществлена за счет снижения динамической составляющей крюкового усилия. Снижение динамической составляющей крюкового усилия трактора при изменении его эксплуатационной массы от 4800 до 5780 кг, составило: для почвенного фона «стерня» – 1400Н; для почвенного фона «пар» – 1000Н. Можно утверждать, что полученный выигрыш в крюковом усилии трактора позволяет полностью сохранить силовые затраты трактора на номинальном уровне при работе на почвенном фоне «стерня» и частично их компенсировать (до 50 %) на почвенном фоне «пар». Данное условие распространяется и при балластировании трактора до эксплуатационной массы 5400 кг.

6. Значение коэффициента буксования исследуемого трактора 8-9 % можно принимать допустимым коэффициентом буксования по критерию отсутствия истирания почвенного фона. Причем данное значение справедливо для почв различной вертикальной жесткости и различной эксплуатационной массы трактора. Полученное значение хорошо коррелируется со значением коэффициента буксования, определенного расчетным путем.

5. ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ АДАПТАЦИИ ТРАКТОРА В СОСТАВЕ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ

При технологической адаптации колесных тракторов необходимо учитывать затраты на приобретение и установку соответствующего балластного оборудования, а также на обучение персонала и поддержание оборудования в исправном состоянии.

Таким образом, для принятия решения о целесообразности технологической адаптации тракторов к различным зональным условиям эксплуатации необходимо провести анализ экономических показателей и сравнить их с показателями до и после внедрения данного метода.

Исходные и расчетные данные представлены в табл. 5.1

«Общие финансовые издержки произведенной работы (в расчете на единицу объема) рассчитываются по следующему выражению:

$$C_3 = C_T + C_{ЗП} + C_{АО} + C_{КР} + C_{ТР}, \quad (5.1)$$

где C_3 – совокупность финансовых затрат на 1 га; C_T – затраты на ТСМ; $C_{ЗП}$ – денежные расходы на зарплату; $C_{АО}$ – затраты на амортизацию (ТО, ремонт); $C_{КР}$ – отчисления на кап. рем.; $C_{ТР}$ – отчисления на текущий ремонт.

Затраты на ТСМ:

$$C_T = \frac{G_T}{W_0} Ц_K. \quad (5.2)$$

Финансовые расходы на заработную плату сотрудникам:

$$C_{ЗП} = \frac{m_{\text{мех}} f_{\text{мех}} \mu_{\text{мех}}}{W_0}. \quad (5.3)$$

Таблица 5.1

Исходные и расчетные данные, в ценах 2023 года

Показатель	Усл. об.	Ед. изм.	МТА					
			Zetor ANT-4135F +					
			ПОН-4	ПОН-4 + балласт 680 кг	ПОН-4 + балласт 980 кг	КПП-8МУ	КПП-8МУ + балласт 680 кг	КПП-8МУ + балласт 980 кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Стоимость трактора, указанная по балансу	$C_{бз}$	руб.	5890000	6026000	6110000	5990000	6126000	6210000
Амортизационные отчисления на трактор	$a_{ар.о.}$	%	15	15	15	15	15	15
Годовая загрузка трактора при различных тех. операциях	$T_{гз}$	час	400	400	400	400	400	400
Тарифные ставки рабочего персонала	$f_{мех}$	руб./ч	195	195	195	195	195	195
Надбавка к заработной плате	$\mu_{мех}$	-	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
Почасовая потребность агрегата в диз. топливе	G_t	кг/ч	23,5	23	23,5	24	24,8	25,3
Стоимость ТСМ	C_k	руб./кг	49,2	49,2	49,2	49,2	49,2	49,2
Производительность	W_0	га/ч	0,75	0,77	0,84	4,13	4,21	4,28
Скоростные режимы работы МТА	V	км/ч	6,2	6,43	7,05	6,89	7,013	7,13

Продолжение табл. 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Параметр использования времени	τ	-	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Параметр учитывающих транспортно-заготовительные расходы	m	-	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
Общие затраты	Cз	руб.	8840,3	7896,0	7956,3	1630,9	1493,7	1520,5
Годовой экономический эффект на данных операциях	Э	руб./га	0	417788,6	404130	0	342656	62184
Снижение эксплуатационных расходов	ΔC	руб.	0	944,4	884,1	0	137,3	110,4

Финансовые расходы на амортизацию – ТО и ремонт:

$$C_{AO} + C_{KP} + C_{TP} = \frac{Ц_{бэ}m(a_{ap.o}+r+h)}{W_0T_{Гэ}}, \quad (5.4)$$

где $r = 0,05$, $h = 0,11$ нормативы покрытия расходов на ремонты (КР, ТР).

Часовая производительность МТА:

$$W_0 = 0,1BV\tau. \quad (5.5)$$

Приведенные затраты для МТА:

$$C_{ПР} = C_3 + E_H + K_{уд}, \quad (5.6)$$

где $E_H = 0,15$ нормативный коэффициент эффективности капиталовложений.

Удельные капиталовложения вычисляем по выражению:

$$K_{уд} = \frac{mЦ_{бэ}}{T_{Гэ}W_0}. \quad (5.7)$$

Ежегодную экономическую эффективность, при проведении технологической адаптации определили по выражению» [61]

$$\mathcal{E}_Г = (C_{пр}^{m.б} + C_{пр}^m)W_0T_{Гэ}. \quad (5.8)$$

На основании приведенных данных была построена графическая зависимость, наглядно показывающая снижение эксплуатационных затрат в процессе увеличения массовых характеристик трактора (рис. 5.1).

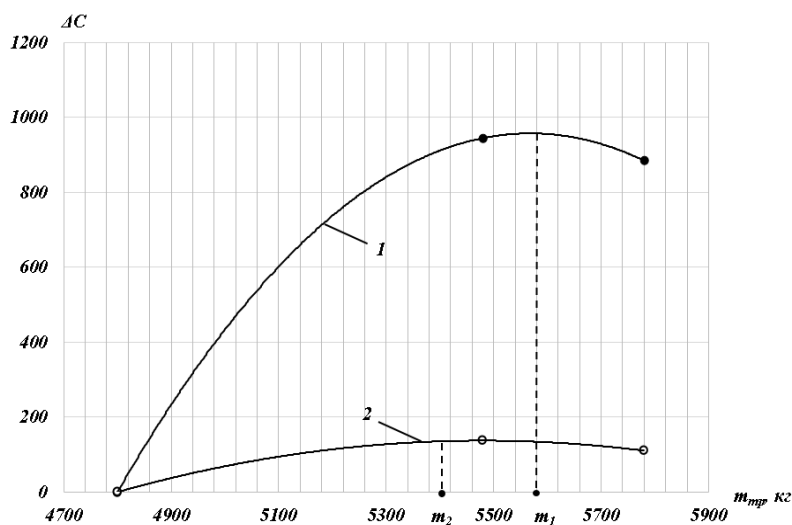


Рис. 5.1. Экономическая эффективность балластирования трактора (почвенные фоны: 1 – «стерня», 2 – «пары»)

Выводы

1. Оценена экономическая эффективность технологической адаптации трактора, показывающая снижение эксплуатационных затрат на сплошную обработку почвы, в процессе увеличения массовых характеристик агрегата. При работе сельскохозяйственной техники на почвенном фоне «стерня» с применением плуга ПОН-4 наблюдалось снижение эксплуатационных расходов с 8840,3 до 7896,09 (руб./га). В то же время на почвенном фоне «пар» с применением культиватора КПП-8МУ наблюдается снижение затрат с 1630,9 до 1493,7 (руб./га). Соответственно снижение эксплуатационных затрат составило для почвенного фона стерня озимых культур – 944,4 руб./га; для почвенного фона пар – 137,26 руб./га.

2. В процессе графического анализа были выявлены точки, показывающие оптимальную загрузку трактора балластными грузами, соответственно, на «стерне» значение эксплуатационной массы трактора составило m_1 – 5580 кг, на «парах» m_2 – 5400 кг.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Под технологической адаптацией трактора понимается обеспечение минимальных затрат на единицу выполненной работы при заданном качестве технологического процесса. Основными варьируемыми параметрами трактора, влияющими на эффективность его работы, являются массовые параметры трактора (эксплуатационная масса трактора, распределение массы трактора по осям). Остальные параметры рассматриваются как «неуправляемые». Часть из них устанавливается заводом-изготовителем и регламентирована под конкретную технологическую операцию, другая часть ограничена по возможности и эффективности их применения. В основу оптимального балластирования трактора закладывается критерий «допустимого коэффициента буксования», обеспечивающего сохранение структурного состава почвы.

2. Предложена математическая модель по расчету тяговых показателей трактора с колесной формулой 4К4, позволяющая учитывать в расчетах динамический характер крюкового усилия, обусловленный особенностями технологического процесса обработки почвенного фона; условие появления кинематического расгласования в движении ведущих колес трактора, определяемое как конструкцией трансмиссии трактора, так и характеристиками почвенного фона. Использование полученных аналитических выражений позволило установить аналитическую связь между эксплуатационной массой трактора и коэффициентом буксования, а также эксплуатационной массой трактора и сопротивлением

движению трактора на почвах различной вертикальной жесткости. Доказано, что за предельное значение коэффициента буксования, ограничивающего величину тягового усилия, реализуемого движителями трактора, следует принимать величину допустимого коэффициента буксования по истиранию почвенного фона.

Предложена методика расчета рациональной эксплуатационной массы колесного трактора, обеспечивающей сохранение тягового КПД трактора при увеличении его номинального крюкового усилия.

3. Создан и обоснован объект исследования на базе трактора Zetor ANT-4135F с колесной формулой 4К4, относящийся ко второму тяговому классу, позволяющий экспериментально установить влияние эксплуатационной массы трактора на технико-экономические показатели процесса сплошной обработки почвы.

4. Результаты экспериментальных исследований показали, что компенсация силовых затрат в виде прироста сопротивления перекачиванию трактора может быть осуществлена за счет снижения динамической составляющей крюкового усилия. Снижение динамической составляющей крюкового усилия трактора при изменении его эксплуатационной масс от 4800 кг до 5780 кг составило для почвенного фона «стерня озимых культур» – 1400Н; для почвенного фона «пар» – 1000Н. Можно утверждать, что полученный выигрыш в крюковом усилии трактора позволяет полностью сохранить силовые затраты трактора на номинальном уровне при работе на почвенном фоне «стерня озимых культур» и частично их компенсировать (до 50 %) на почвенном фоне «пар». Данное условие распространяется и при балластирования трактора до эксплуатационной массы 5400 кг. Поэтому пределом увеличения массы следует считать такую массу балласта, которая, не изменяя его тягового КПД, увеличивает номинальное крюковое усилие.

5. Оценена экономическая эффективность технологической адаптации трактора, показывающая снижение эксплуатационных затрат на сплошную обработку почвы в процессе увеличения массовых характеристик агрегата. При работе сельскохозяйственной техники на почвенном фоне «стерня» с применением плуга ПОН-4 наблюдалось снижение эксплуатационных расходов с 8840,3 до 7896,09 (руб./га). В то же время на почвенном фоне «пар» с применением культиватора КПП-8МУ наблюдается снижение затрат с 1630,9 до 1493,7 (руб./га). Соответственно снижение эксплуатационных затрат составило для почвенного фона «стерня озимых культур» – 944,4 руб./га; для почвенного фона «пар» – 137,26 руб./га.

Рекомендации производству. Программный продукт, позволяющий на стадии комплектования МТА, или стадии приобретения колесного трактора к существующему парку сельскохозяйственных машин определять рациональное количество балластноровочных грузов, обеспечивающих выполнение технологических операций с максимальной производительностью.

Перспективы дальнейшей разработки темы. Дальнейшее развитие математического аппарата по определению массовых характеристик трактора в зональных условиях эксплуатации должно быть направлено на гусеничные трактора, находящие все большее применение в сельскохозяйственных предприятиях Волгоградской области.

ЛИТЕРАТУРА

1. Агапов, А. Н. Динамика перераспределения тяговых нагрузок в комбинированном агрегате / А. Н. Агапов, А. А. Ногтиков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 11. – С. 22.
2. Агеев, Л. Е. Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов / Л. Е. Агеев. – Л.: Колос, 1978. – 296 с.
3. Агейкин, Я. С. Вездеходные колесные комбинированные движители (теория и расчет) / Я. С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1972. – 452 с.
4. Андреева, Е. В. О развитии концепции трактора и теории трактора / Е. В. Андреева // Инженерно-техническое обеспечение АПК. Реферативный журнал. – 2001. – № 3. – С. 695.
5. Арженовский, А. Г. Совершенствование методов и средств определения тягово-динамических и топливно-экономических показателей трактора в эксплуатационных условиях / А. Г. Арженовский // Тракторы и сельхозмашины. – 2017. – № 11. – С. 29-35.
6. Арженовский, А. Г. Метод получения тяговой характеристики трактора в эксплуатационных условиях / А. Г. Арженовский, Д. С. Козлов, Н. А. Петрищев // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2018. – Т. 12. – № 5. – С. 25-30.
7. Бахтин, П. У. Физико-механические и технологические свойства почвы: автореф. дис. д. с.-х. н. / Бахтин Петр Устинович. – М., 1971. – 64 с.
8. Бердов, Е. И. Особенности определения сопротивления качению колесного движителя транспортно-тяговых машин / Е. И. Бердов, М. А. Русанов // Достижения науки и техники АПК. – 2009. – № 4. – С. 62.

9. Бочаров, А. П. Распыление почвы ходовыми аппаратами МТА / А. П. Бочаров // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1968. – № 7. – С. 12-15.

10. Веденяпин, Г. В. Общая методика экспериментального исследования и обработка опытных данных / Г. В. Веденяпин. – М.: Колос, 1973. 199 с.

11. Ворохобин, А. В. Повышение устойчивости движения колёсного трактора корректированием вертикальных нагрузок на колёса / А. В. Ворохобин // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2020. – Т. 13. – № 4(67). – С. 63-72.

12. Гапич, Д. С. Проблемы установления допустимых режимов работы колесных тракторов в составе МТА в орошаемом земледелии / Д. С. Гапич // Региональные проблемы народного хозяйства: материалы Всерос. науч.-практ. конф. молодых ученых. Раздел «Перспективы и совершенствования инженерной службы». – Ульяновск, 2004. – С. 255-258.

13. Гапич, Д. С. К вопросу о тяговых испытаниях колесных тракторов различных конструктивных схем / Д. С. Гапич // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. – 2014. – № 1(33). – С. 229-234.

14. Гапич, Д. С. Стабилизация режимов нагружения колесных машинно-тракторных агрегатов: дис. ... д. т. н. / Гапич Дмитрий Сергеевич. – Волгоград, 2014. – 334 с.

15. Гапич, Д. С. Влияние колебаний в пятне контакта с почвой ведущего колеса трактора на коэффициент буксования / Д. С. Гапич, Н. И. Лебедь, А. П. Панчишкин // Сельский механизатор. – 2023. – № 5. – С. 5-7.

16. Гапич, Д. С. Способ оценки энергетической нагруженности узлов и механизмов сельскохозяйственного трактора / Д. С. Гапич, Е. В. Ширяева // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. – 2011. – № 3(23). – С. 213-219.

17. Гапич, Д. С. Теоретическая оценка тягово-сцепных характеристик колесных тракторов / Д. С. Гапич, И. А. Несмиянов, Е. В. Ши-

ряева // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 7. – С. 19-22.

18. Глотов, С. В. Повышение эффективности функционирования машинно-тракторных агрегатов за счет совершенствования контроля эксплуатационных параметров тракторов: дис. ... д. т. н. / Глотов Сергей Викторович. – Саранск, 2004. – 370 с.

19. Голдина, И. И. Балластирование и эксплуатационные свойства тракторов / И. И. Голдина, Г. А. Иовлев // Научно-технический вестник: Технические системы в АПК. – 2021. – № 4(12). – С. 4-10.

20. Голдина, И. И. Балластировка и методы балластирования для повышения эффективного использования машинно-тракторных агрегатов / И. И. Голдина, Д. С. Назаров // Научно-технический вестник: Технические системы в АПК. – 2022. – № 3-4(15-16). – С. 4-13.

21. Гольверк, А. А. Тяговые характеристики тракторов при переменной нагрузке / А. А. Гольверк // Механизация и электрификация социалистического хозяйства. – 1968. – № 4. – С. 14-18.

22. Городецкий, К. И. Нагружение трактора на тяговых испытаниях при силе тяги, направленной под углом / К. И. Городецкий, А. М. Лавлинский, Е. М. Алендеев // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – № 8. – С. 10-14.

23. ГОСТ 24055-88. Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки. Общие положения. Государственный комитет СССР по стандартам. – М., 1994.

24. ГОСТ 26955-86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия двигателей на почву. Государственный комитет СССР по стандартам. – М., 1996.

25. ГОСТ 30745-2001 (ИСО 789-9-90). Тракторы сельскохозяйственные. Определение тяговых показателей. – Госстандарт России. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2002.

26. ГОСТ 30750-2001. Тракторы сельскохозяйственные. Определение положения центра тяжести. Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. – Минск, 2001.

27. ГОСТ 4.40-84. Система показателей качества продукции.

Тракторы сельскохозяйственные. Номенклатура показателей. – М.: ИПК изд-во стандартов, 1984.

28. ГОСТ 7057-2001. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. – Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. – Минск, 2003.

29. Гребнев, В. П. Эффективность регулирования степени балластирования колесных тракторов при работе с навесными машинами / В. П. Гребнев, А. В. Ворохобин // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 10. – С. 19-21.

30. Грибов, И. В. Анализ балластирования тракторов / И. В. Грибов, Г. М. Кутьков, Н. В. Перевозчикова // Международная научная конференция молодых ученых и специалистов, посвящ. 100-летию И. С. Шатилова: сб. ст. – М., 2017. – С. 293-295.

31. Грибов, И. В. Балластирование универсально-пропашных тракторов / И. В. Грибов // Материалы 62-й студенческой научно-практической конференции инженерного факультета ФГБОУ ВО "Самарская государственная сельскохозяйственная академия". – Кинель: РИО Мамарский ГСХА, 2017. – С. 48-51.

32. Гудков, А. Н. Научные и теоретические основы принципиально новых методов определения характеристик физико-механических свойств почвы / А. Н. Гудков // Исследование рабочих процессов машин в полеводстве: труды Волгоградского СХИ. – Волгоград, 1972. – № 3. – С. 11.

33. Гуськов, В. В. Тракторы. Теория / В. В. Гуськов. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

34. Журавлев, С. Ю. Влияние комплектации колесного 4К4 трактора на его тягово-энергетические показатели / С. Ю. Журавлев // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2022. – № 3(209). – С. 86-93.

35. Зайцев, Н. В. Эксплуатация и ремонт машинно-тракторного парка / Н. В. Зайцев, А. П. Акимов. – М.: Колос, 1993. – 349 с.

36. Зангиев, А. А. Производственная эксплуатация машинно-

тракторного парка / А. А. Зангиев, Г. П. Лышко, А. Н. Скороходов. – М.: 1996. – 320 с.

37. Зарубин, В. С. Математическое моделирование в технике / В. С. Зарубин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. – 496 с.

38. Зеленин, А. Н. Основы разрушения грунтов механическими способами / А. Н. Зеленин. – М.: Машиностроение, 1968. – 375 с.

39. Зеленый, П. В. Влияние конструктивных параметров колесных движителей на изменение физико-механических свойств почвогрунта и тяговые качества трактора / П. В. Зеленый, И. В. Франкевич // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2008. – № 4(21). – С. 34.

40. Зимагулов, А. Х. Комплексное снижение динамических нагрузок в рабочих процессах машинно-тракторных агрегатов: дис. ... д. т. н. / Зимагулов Анас Хафизович. – Казань, 2003. – 366 с.

41. Золотаревская, Д. М. Исследование и расчет уплотнения почвы колесными движителями / Д. М. Золотаревская // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1982. – № 2. – С. 28-32.

42. Зонненберг, Р. М. Исследование влияния вибраций на тяговое сопротивление рабочих органов, взаимодействующих с почвой: автореф. дис. ... к. т. н. / Р. М. Зонненберг. – Омск, 1965. – 28 с.

43. Иванцов, В. Д. Критерий эффективности сельскохозяйственного гусеничного трактора / В. Д. Иванцов, И. А. Долгов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 11. – С. 18.

44. Иовлев, Г. А. Балластирование как способ повышения эксплуатационных свойств трактора / Г. А. Иовлев, И. И. Голдина // Электротехнологии и электрооборудование в АПК. – 2022. – Т. 69. – № 1(46). – С. 44-54.

45. Иовлев, Г. А. Влияние балластирования на эксплуатационные свойства тракторов различных тяговых классов (диапазонов мощности двигателя) / Г. А. Иовлев, И. И. Голдина // Инженерная наука: проблемы, идеи, перспективы: материалы Международ. науч.-техн. конф. – Пермь: ФГБОУ ВО «Пермский государственный аграрно-технологический университет им. академика Д. Н. Прянишникова», 2022. – С. 152-157.

46. Иовлев, Г. А. Зарубежные сельскохозяйственные тракторы и их эксплуатационные свойства / Г. А. Иовлев, И. И. Голдина // Вестник Ижевской государственной сельскохозяйственной академии. – 2020. – № 2(62). – С. 48-56.
47. Иовлев, Г. А. Исследование эксплуатационных свойств тракторов отечественного и китайского производства / Г. А. Иовлев, И. И. Голдина // Экономика сельского хозяйства России. – 2022. – № 10. – С. 93-100.
48. Иовлев, Г. А. Сравнительный анализ эксплуатационных свойств тракторов белорусско-российского и китайского производства / Г. А. Иовлев, И. И. Голдина // Системы. Методы. Технологии. – 2022. – № 3(55). – С. 16-24.
49. Иовлев, Г. А. Улучшение эксплуатационных свойств сельскохозяйственных тракторов / Г. А. Иовлев, И. И. Голдина / Вестник Вятского ГАТУ. – 2022. – № 1(11). – С. 5.
50. Иовлев, Г. А. Эксплуатационные свойства, балластирование, производительность машинно-тракторных агрегатов / Г. А. Иовлев, И. И. Голдина // Теория и практика мировой науки. – 2022. – № 3. – С. 50-55.
51. Калачин, С. В. Определение состояния контролируемого эксплуатационного параметра МТА в будущие моменты времени / С. В. Калачин // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 8. – С. 53.
52. Калачин, С. В. Прогнозирование эксплуатационных параметров МТА / С. В. Калачин // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 4. – С. 20.
53. Качинский, Н. В. Структура почвы / Н. А. Качинский. – М.: Колос, 1963. – 147 с.
54. Козлов, Д. Г. К вопросу о выборе шин и балластировании трактора при выполнении технологических операций / Д. Г. Козлов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2015. – № 3(46). – С. 119-125.
55. Колобов, Г. Г. Тяговые характеристики тракторов / Г. Г. Колобов, А. П. Парфенов. – М.: Машиностроение, 1972. – 153 с.

56. Косульников, Р. А. Основы технологической адаптации сельскохозяйственных тракторов / Р. А. Косульников, А. П. Панчишкин // Оптимизация сельскохозяйственного землепользования и усиление экспортного потенциала АПК РФ на основе конвергентных технологий: материалы Международ. науч.-практ. конф., проведенной в рамках Международ. науч.-практ. форума, посвящ. 75-летию Победы в Великой отечественной войне 1941-1945 гг. – Волгоград, 2020. – С. 239-244.

57. Котовсков, А. В. Методика расчета потерь мощности от буксования гусеничного трактора при кинематическом несоответствии и асимметричном нагружении движителей / А. В. Котовсков, Л. В. Потапов // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 1, т. 77. – С. 27-30

58. Коцарь, Ю. А. Повышение динамических качеств полноприводных колесных тракторов с шинами равного размера путем перераспределения ведущего момента в движителе: дис. ... д. т. н. / Коцарь Юрий Алексеевич. – Саратов, 2003. – 268 с.

59. Кузнецов, Н. Г. Исследование работы ходовой системы колесного трактора класса 1.4 тс на высоких скоростях: автореф. дис. ... к. т. н. / Кузнецов Николай Григорьевич. – Волгоград, 1963. – 24 с.

60. Кузнецов, Н. Г. Вопросы теории тягового баланса колесных тракторов при работе на тяжёлых почвах в условиях нижнего поволжья: дис. ... д. т. н. / Кузнецов Николай Григорьевич. – Волгоград, 1973. – 297 с.

61. Кузнецов, Н. Г. Теория тягового баланса энергонасыщенных колёсных тракторов при работе на тяжёлых почвах засушливых зон: учебное пособие / Н. Г. Кузнецов. – Волгоград: Волгоградская государственная сельскохозяйственная академия, 2004. – 140 с.

62. Кузнецов, Н. Г. Стабилизация режимов работы скоростных машинно-тракторных агрегатов: учебное пособие / Н. Г. Кузнецов. – Волгоград: ВГСХА «Нива», 2006. – 424 с.

63. Кузнецов, Н. Г. Аналитическая оценка тягово-сцепных свойств тракторов с колесной формулой 4К4 с учетом кинематиче-

ского несоответствия движителей ведущих мостов / Н. Г. Кузнецов, Д. С. Гапич // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 5. – С. 21-23.

64. Кузнецов, Н. Г. Влияние неустановившегося характера нагружения колесного трактора крюковым усилием на коэффициент буксования / Н. Г. Кузнецов, Д. С. Гапич, Е. В. Ширяева // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 10. – С. 25-26.

65. Кузнецов, Н. Г. Динамика процесса буксования колесного трактора класса 1,4 / Н. Г. Кузнецов, Д. С. Гапич, Е. В. Ширяева // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 12. – С. 23-25.

66. Кузнецов, Н. Г. К вопросу об определении допустимого коэффициента буксования полноприводного колесного трактора / Н. Г. Кузнецов, Д. С. Гапич, Е. В. Ширяева // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. – 2014. – № 2(34). – С. 176-179.

67. Кузнецов, Н. Г. Методические рекомендации по энергетической оценке машинно-тракторных агрегатов / Н. Г. Кузнецов, Г. В. Шульц. – Волгоград: Волгоградский сельскохозяйственный институт, 1987.

68. Кузнецов, Н. Г. Особенности прогнозирования тягово-сцепных свойств колесных с.-х. тракторов / Н. Г. Кузнецов, Д. С. Гапич, Е. В. Ширяева // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 11. – С. 19-21.

69. Кузнецов, Н. Г. Экспресс-метод прогнозирования эксплуатационных показателей тракторов с колесной формулой 4К2 / Н. Г. Кузнецов, Д. С. Гапич, Е. В. Ширяева // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. – 2013. – № 3(31). – С. 179-183.

70. Кутьков, Г. М. Тяговый расчет трактора тягово-энергетической концепции / Г. М. Кутьков // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 4. – С. 13.

71. Кутьков, Г. М. Развитие технической концепции трактора / Г. М. Кутьков // Тракторы и сельхозмашины. – 2019. – № 1. – С. 27-35.

72. Кутьков, Г. М. Балластирование тракторов / Г. М. Кутьков, И. В. Грибов, Н. В. Перевозчикова // Тракторы и сельхозмашины. – 2017. – № 9. – С. 52-60.

73. Кутьков, Г. М. Технический уровень и технологические свойства трактора / Г. М. Кутьков // Чтения академика В. Н. Болтинского (115 лет со дня рождения): сб. ст. семинара. Под ред. М. Н. Ерохина. – М., 2019. – С. 38-48.

74. Макеева, Ю. Н. Повышение эффективности использования почвообрабатывающих агрегатов при балластировании энергонасыщенных колесных тракторов: дис. ... к. т. н. / Макеева Юлия Николаевна. – Красноярск, 2017. – 193 с.

75. Матмуродов, Ф. М. Тягово-сцепные качества колесного трактора / Ф. М. Матмуродов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 5. – С. 23.

76. Михайлов, А. И. Повышение эффективности пахотного агрегата путем выбора параметров и режимов работы при ограничении буксования по экологическому фактору: дис. ... к. т. н. / Михайлов Александр Иванович. – СПб – Павловск, 2000. – 145 с.

77. Мочунова, Н. А. Обоснование параметров и управление работой колесных тракторов с учетом энергетических потерь при взаимодействии движителей с почвой: дис. ... к. т. н. / Мочунова Наталья Александровна. – М., 2011. – 158 с.

78. О классификации энергонасыщенных сельскохозяйственных [тракторов и расширении их тяговых возможностей / П. А. Амельченко, И. Н. Жуковский [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 7. – С. 3.

79. Ограничение коэффициента буксования ведущих колес универсально-пропашного трактора / А. А. Лопарев, М. Х. Фастутдинов [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 1. – С. 18.

80. Оптимизация состава и режимов работы МТА / Ю. А. Коцарь, С. В. Плужников [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 8. – С. 52.

81. Особенности адаптации колесных тракторов в составе МТА / Т. Е. Дюсенов, Р. Р. Тупенов, Т. М. Бакулин [и др.] // Научное и техническое обеспечение АПК, состояние и перспективы развития: материалы IV Международ. науч.-практ. конф. – Омск, 2020. – С. 93-96.

82. Особенности балластирования сельскохозяйственных тракторов различных тяговых классов / Г. А. Иовлев, В. В. Побединский, М. А. Ильин [и др.] // Известия Международной академии аграрного образования. – 2022. – № 61. – С. 42-53.

83. Охотников, Б. Л. Повышение эффективности использования колесных тракторов на транспортных работах / Б. Л. Охотников, Ю. Н. Строганов, А. Ю. Михеев // Известия Международной академии аграрного образования. – 2021. – № 57. – С. 69-72.

84. Панчишкин, А. П. Теоретические предпосылки рационального балластирования трактора в составе МТА / А. П. Панчишкин // Материалы XXV регион. конф. молодых исследователей Волгоградской области. – Волгоград, 2021. – С. 201-205.

85. Панчишкин, А. П. Буксование колесного трактора в реальных условиях эксплуатации / А. П. Панчишкин, Д. С. Гапич // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе в современных экономических условиях: материалы Международ. науч.-практ. конф. – Волгоград, 2021. – Т. 2 – С. 143-148.

86. Панчишкин, А. П. Оценка эффективности адаптации колесных тракторов к зональным условиям эксплуатации / А. П. Панчишкин, Д. С. Гапич // Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета им. П. А. Костычева – 2023. – № 3 – С. 141-145.

87. Панчишкин, А. П. Полевые испытания пахотного МТА на базе колесного трактора ANT 4135F / А. П. Панчишкин, Д. С. Гапич // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе в условиях цифровой трансформации: материалы Международ. науч.-практ. конф. – Волгоград: Волгоградский государственный аграрный университет, 2023. – С. 225-229.

88. Панчишкин, А. П. Тяговый расчет трактора с использованием зависимости коэффициента буксования от реализуемого касательного

усилия двигателями / А. П. Панчишкин, Д. С. Гапич // Сельский механизатор. – 2023. – № 7. – С. 2-4.

89. Повышение проходимости колесных машин / Ю. Г. Горшков, Э. Ю. Кульпин [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 3. – С. 16.

90. Проблемные вопросы повышения энергоэффективности МТА с упруго закрепленными рабочими органами / Д. С. Гапич, В. А. Эвиев, Р. А. Косульников [и др.] // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. – 2018. – № 1(49). – С. 312-318.

91. Результаты определения ускорения и приведенной массы трактора МТЗ-80 / А. Г. Арженовский, С. В. Асатурян, А. А. Дагддян [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2018. – № 3. – С. 79-86.

92. Романов, В. С. Балластирование колесного трактора при работе с навесными машинами / В. С. Романов // Инновационные тенденции развития российской науки: материалы IX Международ. науч.-практ. конф. молодых ученых. Ответственный за выпуск: В. Л. Бопп. – Красноярск: изд-во Красноярского ГАУ, 2016. – С. 193-196.

93. Самородов, В. Б. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА / В. Б. Самородов, А. Ю. Ребров // Автомобили и тракторооборудование. Вестник НТУ «ХПИ». – 2008. – № 58. – С. 11.

94. Самородов, В. Б. Рациональное агрегатирование тракторов на вспашке / В. Б. Самородов, А. Т. Лебедев [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 11. – С. 19.

95. Селиванов, Н. И. Расширение потенциальных возможностей сельскохозяйственных тракторов / Н. И. Селиванов // Вестник КрасГАУ. – 2009. – № 2(29). – С. 160-165.

96. Селиванов, Н. И. Рациональное балластирование энергонасыщенных колесных тракторов разной комплектации / Н. И. Селиванов // Вестник КрасГАУ. – 2016. – № 8(119). – С. 123-129.

97. Селиванов, Н. И. Адаптация параметров колесного трактора к

зональным технологиям почвообработки / Н. И. Селиванов, С. Ю. Журавлев // Вестник КрасГАУ. – 2018. – № 4(139). – С. 116-120.

98. Селиванов, Н. И. Балластирование колесных тракторов на обработке почвы / Н. И. Селиванов, Ю. Н. Макеева // Вестник КрасГАУ. – 2015. – № 5(104). – С. 77-81.

99. Селиванов, Н. И. Параметры колесных тракторов для зональных технологий почвообработки / Н. И. Селиванов, И. А. Васильев // Сельский механизатор. – 2017. – № 4. – С. 8-9.

100. Селиванов, Н. И. Рациональное балластирование колесных тракторов / Н. И. Селиванов, Ю. Н. Макеева // Проблемы современной аграрной науки: материалы Международ. науч. конф. – 2018. – С. 110-113.

101. Селиванов, Н. И. Рациональное использование энергонасыщенных колесных тракторов в технологиях почвообработки / Н. И. Селиванов, Ю. Н. Макеева // Вестник КрасГАУ. – 2017. – № 3(126). – С. 58-65.

102. Селиванов, Н. И. Рациональные режимы использования трактора тягово-энергетической концепции в составе почвообрабатывающих агрегатов / Н. И. Селиванов, Н. В. Кузьмин, А. В. Кузнецов // Вестник КрасГау. – 2008. – № 2. – С. 238.

103. Селиванов, Н. И. Удельная материалоемкость колесных тракторов при балластировании для технологий почвообработки / Н. И. Селиванов, Ю. Н. Макеева // Вестник КрасГАУ. – 2015. – № 10(109). – С. 65-70.

104. Селиванов, Н. И. Эксплуатационные параметры колесных тракторов для зональных технологий почвообработки / Н. И. Селиванов, Ю. Н. Макеева // Вестник КрасГАУ. – 2015. – № 2(101). – С. 56-63.

105. Совершенствование методики определения приведенной массы трактора при определении сопротивления сельскохозяйственных машин / А. Г. Арженовский, С. В. Асатурян, А. А. Даглдиян [и др.] // Международный технико-экономический журнал. – 2016. – № 5. – С. 74-77.

106. Совершенствование методики определения ускорения трактора при определении сопротивления рабочих машин / А. Г. Арженковский, С. В. Асатурян, А. А. Даглдиян [и др.] // Международный научный журнал. – 2017. – № 2. – С. 81-84.

107. Сураев, Н. Г. Исследование тягового КПД и буксования трактора / Н. Г. Сураев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1991. – № 4. – С. 8-20.

108. Технологическая адаптация тракторов к зональным условиям эксплуатации / Д. С. Гапич, Н. Г. Кузнецов, Р. А. Косульников [и др.] // Сельский механизатор. – 2019. – № 7. – С. 4-5.

109. Тимошенко, В. Я. О взаимосвязи потерь на качение трактора и его балластированием / В. Я. Тимошенко, А. В. Нагорный, А. Л. Лонский // Агропанорама. – 2017. – № 3(121). – С. 9-13.

110. Тюльпанов, В. Н. Исследование распределения давлений в пятне контакта тракторной шины с почвой при работе на высоких скоростях: дис. ... к. т. н. / Тюльпанов Виктор Николаевич. – Волгоград. 1973. – 168 с.

111. Устройство для определения буксования колесного трактора: пат. 2805892 Рос. Федерация. № 2023115710 / Гапич Д. С., Панчишкин А. П.; заявл. 15.06.2023; опубл. 24.10.2023, Бюл. № 30. 10 с.

112. Цукуров, А. М. Уравнение связи колесного движителя с почвой // Техника в сельском хозяйстве. – 1989. – № 1. – С. 41-43.

113. Цытович, Н. А. Механика грунтов / Н. А. Цытович. – М.: Строительство, 1963. – 638 с.

114. Ширяева, Е. В. Разработка способа оценки взаимодействия колесных движителей сельскохозяйственных тракторов в составе МТА с почвой: дис. ... к. т. н. / Ширяева, Елена Владимировна. – Волгоград, 2013. – 169 с.

115. Шутенко, В. В. Сравнение эффективности использования балластных грузов и транспортно-технологических модулей для повышения тягово-сцепных свойств трактора / В. В. Шутенко, Н. В. Перевозчикова, Д. О. Хорт // Инновации в сельском хозяйстве. – 2019. – № 3(32). – С. 162-168.

116. Эвиев, В. А. Оптимальная загрузка трактора по тяговой мощности / В. А. Эвиев, Н. Г. Очиров [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 8. – С. 15.

117. Яблонский, О. В. Предельное буксование ведущего колеса / О. В. Яблонский // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1974. – № 9. – С. 32-34.

118. Яблонский, О. В. К совершенствованию конструкции и эксплуатации колесных сельскохозяйственных тракторов с целью работы с буксованием не выше предельно-допустимого / О. В. Яблонский // Вопросы механизации и электрификации сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. – зерноград, 1978. – Вып. 21. – С. 114-121.

119. Abraham, B., Ledolter J. (1983). Statistical methods for forecasting. New York: Wiley. ASQC/AIAG (1991). Fundamental statistical process control reference manual. Troy, MI: AIAG.

120. Christensen, L. A. Conservation tillage use / L. A. Christensen, R. S. Magleby // 147 Journal of soil and water conservation news.

121. Gapich, D. S. Forecasting of towing indicators of tractors with 4K4 wheel arrangements / D. S. Gapich, R. A. Kosulnikov, N. S. Vorobyeva // RPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2016. T. 11. № 11. С. 6801-6806.

122. Optimizing tractive performance // SAE Off-Highway Engineering, 2001. – № 2. – S. 46-50.

123. Richtig ballastert-mindestens 20 % mehr Zugkrafts // Profi. – 1991. № 12. – S. 84-88.

124. Saweljew, A. P. Methode zur Bestimmung von Motorleistung und stindlichem Kraftstoffbedarf einscs Arbcitweise. Wissenschaftliche bcitrage // lbdstandhature und Zuverlassigkit in der Landtechnik. – Berlin, 1987. – S. 60-64.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Листинг рабочего окна программы Mathcad, реализующей алгоритм счета тяговых показателей трактора

**Аналитический расчет тягово-сцепных характеристик трактора с колесной формулой 4К2
(подставим данные заднего моста полноприводного Zetor)**

Ввод исходных данных

Трактора:	Сила тяжести (вес) трактора G , Н	$G := 6900 \cdot 9.80665 = 6.767 \times 10^4$
	Продольная база трактора L , м	$L := 2.5$
	Высота точки приложения крюкового усилия $h_{кр}$, м	$h_{кр} := 0.6$
	Статическая нагрузка на ведущее колесо Q_c , Н	$Q_c := \frac{G \cdot 0.6}{2} = 2.03 \times 10^4$
Почвы:	Коэффициент сцепления почвы $c\theta$, Н/м ³	$c\theta := 9.8 \times 10^3$
	Тангенс угла внутреннего трения почвы $tg\psi$	$tg\psi := 0.65$
	Коэффициент трения резины о почву μ	$\mu := 0.8$
	Коэффициент гистерезисных потерь α	$\alpha := 0.25$
	Начальное значение коэффициента объемного смятия почвы $c_{нач}$, Н/м ³	$c_{нач} := 0.5 \cdot 10^6$
	Шаг изменения коэффициента объемного смятия почвы Δc , Н/м ³	$\Delta c := 0.5 \cdot 10^6$
Шины ведущего колеса:		
	Ширина шины B , м	$B := 0.53$
	Ширина почвозацепа b , м	$b := 0.045$
	Число почвозацепов на шине z	$z := 21$
	Круговой шаг почвозацепов S , м	$S := 0.18$
	Наружная высота почвозацепа t_n , м	$t_n := 0.05$
	Высота почвозацепа t , м	$t := 0.045$
	Максимально свободный радиус колеса r_0 , м	$r_0 := 0.85$
	Радиус барабана r_b , м	$r_b := 0.50$
	Максимальный радиус поперечных сечений по почвозацепам r , м	$r := 0.8$
	Коэффициент круговой эластичности шины μ_k	$\mu_k := 8.52 \times 10^{-6}$
	Радиальная жесткость единичного сектора цилиндрической шины C_r , Н/(м рад)	$C_r := 6.33 \times 10^5$
		$\mu := 1.22 \times 10^{-6}$
		$C_r := 9.07018 \times 10^5$

Вычисляемые параметры

Максимальный радиус поперечных сечений по впадинам r_m , м	$r_m := r - t = 0.755$
Приведенный радиус поперечного сечения шины $r_{пр}$, м	$r_{пр} := \frac{S \cdot r_m \cdot r}{r_m \cdot b + (S - b) \cdot r} = 0.766$
Расчетная высота почвозацепа t_p , м	$t_p := \frac{t + t_n}{2} = 0.048$

Определение максимального тягового усилия P_{Tmax} из системы уравнений, справедливых при условии $\delta_{ср} > \delta_{выр}$

Начальные значения : $P_{Tmax} := 100$ $Q := 100$ $e := 0.01$

Given

$$P_{Tmax} = Q \cdot \left[\frac{r_0}{r_0 - e} \cdot \frac{S - b}{S} \cdot \left[\frac{2 \cdot c\theta \cdot (B + 2 \cdot t_n) \cdot r_0}{Cr \cdot e} + tg\psi - \frac{2 \cdot c\theta \cdot (B + 2 \cdot t_n)}{Cr} \right] + \mu \cdot \frac{b}{S} \right]$$

$$Q = Q_c + \frac{P_{Tmax} \cdot h_{кр}}{L}$$

$$e = ec + \frac{P_{Tmax} \cdot h_{кр}}{L \cdot \left[1.44 \sqrt{\frac{Cr^2 \cdot Q}{r_0} \cdot (1 + \sqrt{k + 1})^2} \right]}$$

$P_{Tmax} > 0$ $Q > 0$ $e > 0$

$Sistema2(k, ec) := Find(P_{Tmax}, Q, e)$

Определение коэффициента буксования δ_{cp} , при котором наступает сдвиг всех "почвенных кирпичей", из системы уравнений, справедливых при условии $\delta_{cp} > \delta_{выр}$

Начальные значения : $\delta_{cp} := 0.3$ $Q := 1000$ $e := 0.01$ $P_{tcp} := 10000$

Given

$$\left(r\theta - \frac{t}{2}\right) \cdot \frac{tp}{t} \cdot \delta_{cp} = (1 - \delta_{cp})^2 \cdot \frac{S - b}{S} \cdot r\theta \left[\frac{2 \cdot c\theta \cdot (B + 2 \cdot tn) \cdot r\theta}{Cr \cdot e} + \text{tg}\psi - \frac{2 \cdot c\theta \cdot (B + 2 \cdot tn)}{Cr} \right]$$

$$Q = Q_c + \frac{P_{tcp} \cdot h_{кр}}{L}$$

$$e = 1.04 \sqrt[3]{\frac{Q^2 \cdot r\theta}{Cr^2 \cdot (\sqrt{k+1} + 1)^2}}$$

$$P_{tcp} = Q \cdot \frac{S - b}{S} \cdot \frac{r\theta}{r\theta - e} \left[\frac{2 \cdot c\theta \cdot r\theta \cdot (B + 2 \cdot tn)}{Cr \cdot e} + \text{tg}\psi - \frac{2 \cdot c\theta \cdot (B + 2 \cdot tn)}{Cr} \right] + \mu \cdot Q \cdot \frac{b}{S} \cdot \delta_{cp}$$

$$\delta_{cp} > 0 \quad Q > 0 \quad e > 0 \quad P_{tcp} > 0$$

Sistema1(k) := Find(δ_{cp} , Q, e, P_{tcp})

Определение расчетного значения числа почвозацепов i_{py} для всего пятна контакта шины с почвой

Параметры: $\delta_{\text{выр}} := \frac{\delta_{cp}}{2}$ $i := 1$ $i_n := \frac{\delta_{cp}}{\delta}$

Начальные значения: $i_{py} := 0$

Given

$$\delta_{расч} := \frac{\delta + \delta_{cp}}{2}$$

$$\frac{i_{py} \cdot \delta}{1 - i_{py} \cdot \delta} = \frac{1}{i} \left[\frac{\delta}{1 - \delta} + \frac{(i_n - 1) \cdot \delta_{расч}}{1 - (i_n - 1) \cdot \delta_{расч}} + \frac{(i - i_n) \cdot \delta_{cp}}{1 - (i - i_n) \cdot \delta_{cp}} \right]$$

$$i_{py} > 0$$

Sistema3(δ , δ_{cp} , i) := Find(i_{py})

Определение тягового усилия P_T из уравнения кривой буксования

Начальное значение : $P_t := 100$

Given

$$\delta_{cp_пкр} \left[1 - (1 - k\delta\delta_э) \cdot \left(\frac{P_t}{P_{tmax}} \right)^3 \right] = k\delta\delta_э \cdot \frac{P_t}{P_{tmax}}$$

$$P_t > 0$$

Sistema4($\delta_{cp_пкр}$, P_{tmax} , $k\delta\delta_э$) := Find(P_t)

Определение расчетного значения тягового усилия P_T методом приближения

$Pt(\delta, \delta_{cp}, k, kn) :=$	$Pt0 \leftarrow 0$	Начальное значение приближения Pt, H
	while 1	
	$Q \leftarrow Qc + \frac{Pt0 \cdot h_{kp}}{L}$	Вертикальная нагрузка на ведущее колесо Q
	$e \leftarrow 1.04 \sqrt[3]{\frac{Q^2 \cdot r\theta}{Cr^2 \cdot (\sqrt{k+1} + 1)^2}}$	Деформация шины ведущего колеса e
	$i \leftarrow \frac{3 \cdot Q \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot Cr \cdot e}$	Число почвозацепов ведущего колеса в контакте с почвой i
	$ipy \leftarrow \text{Sistema3}(\delta, \delta_{cp}, i)$ if $\left(\frac{\delta_{cp}}{i} < \delta \leq \delta_{cp}\right)$	Расчетное число поджатий i_{py}
	$ipy \leftarrow \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{3 \cdot Q \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot Cr \cdot e} + 1\right)$ otherwise	
	$em \leftarrow \left(\frac{e}{1 - \delta_{cp}} - \frac{b-t}{kn \cdot S}\right) \cdot (1 - \delta_{cp})$ if $\delta = \delta_{cp}$	Деформация внутренней поверхности шины e_m
	$em \leftarrow \left(\frac{e}{1 - ipy \cdot \delta} - \frac{b-t}{kn \cdot S}\right) \cdot (1 - ipy \cdot \delta)$ otherwise	
	$Qm \leftarrow \frac{2}{3} \cdot Cr \cdot (\sqrt{k+1} + 1) \cdot \sqrt{\frac{2em^3}{r\theta - t}}$	Вертикальная нагрузка на поверхности впадин шин Q_m
	$emcp \leftarrow \left(\frac{e}{1 - \delta_{cp}} - \frac{b-t}{kn \cdot S}\right) \cdot (1 - \delta_{cp})$	Деформация внутренней поверхности шины e_{mcp} при δ_{cp}
	$Qmcp \leftarrow \frac{2}{3} \cdot Cr \cdot (\sqrt{k+1} + 1) \cdot \sqrt{\frac{2emcp^3}{r\theta - t}}$	Вертикальная нагрузка на поверхности впадин шин Q_{mcp} при δ_{cp}
	$Mcp \leftarrow Qmcp \cdot \frac{S-b}{S} \cdot r\theta \cdot \left[\frac{2 \cdot c\theta \cdot (B+2 \cdot tn) \cdot r\theta}{Cr \cdot emcp} + tg\psi - \frac{2 \cdot c\theta \cdot (B+2 \cdot tn)}{Cr}\right]$	Полный тяговый момент $M_{(cp)}$

$Pt \leftarrow Qm \cdot \frac{S-b}{S \cdot (r\theta - e)} \cdot r\theta \cdot \left[\frac{2 \cdot c\theta \cdot (B+2 \cdot tn) \cdot r\theta}{Cr \cdot em} + tg\psi - \frac{2 \cdot c\theta \cdot (B+2 \cdot tn)}{Cr}\right] + \mu \cdot \left(Q - Qm \cdot \frac{S-b}{S}\right) \cdot \delta_{cp}$ if $\delta \geq \delta_{cp}$	Расчетная величина Pt
$Pt \leftarrow Q \cdot \frac{r\theta - t}{r\theta - e} \cdot \frac{ipy \cdot \delta}{1 - ipy \cdot \delta} \cdot \frac{tp}{t} + \mu \cdot \left(Q - Qm \cdot \frac{S-b}{S}\right) \cdot \delta + \frac{\delta \cdot Mcp}{r\theta - e}$ otherwise	
$Pt0 \leftarrow Pt$ if $\left \frac{Pt - Pt0}{Pt}\right > 0.001$	Условие выхода из итерационного цикла
(break) otherwise	
$Pt_{ot0} \leftarrow Pt$	Формирование матрицы ответа
$Pt_{ot1} \leftarrow e$	
Pt_{ot}	

Определение максимального касательного усилия ведущего колеса P_{kmax}

$Pkmax := 100000$

Given

$$Pkmax^3 \cdot (\delta_1 \cdot Pk_2 - \delta_2 \cdot Pk_1) - Pkmax \cdot \delta_1 \cdot \delta_2 \cdot (Pk_2^3 - Pk_1^3) + Pk_1 \cdot Pk_2 \cdot (Pk_2^2 \cdot \delta_2 - Pk_1^2 \cdot \delta_1) = 0$$

$Pkmax > 0$

$\text{Sistema5}(\delta_1, \delta_2, Pk_1, Pk_2) := \text{Find}(Pkmax)$

Определение параметров дробно-рациональной аппроксимации кривой буксования от касательного усилия $\delta(P_k)$

$k\delta_{(c, \delta 1, \delta 2, k, kn, e1, e2, \delta_{выр})} :=$	$Q1 \leftarrow \frac{2}{3} \cdot Cr \cdot (\sqrt{k+1} + 1) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot e1^3}{r0}}$	Вертикальная нагрузка на ведущее колесо Q
	$Q2 \leftarrow \frac{2}{3} \cdot Cr \cdot (\sqrt{k+1} + 1) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot e2^3}{r0}}$	
	$H1 \leftarrow k \cdot e1$	Деформация почвы (глубина колеи) H
	$H2 \leftarrow k \cdot e2$	
	$ipy1 \leftarrow \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot \frac{Q1 \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot Cr \cdot e1} + 1 \right)$	Расчетное число почвозацепов i_{py}
	$ipy2 \leftarrow \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot \frac{Q2 \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot Cr \cdot e2} + 1 \right)$	
	$em1 \leftarrow \left(\frac{e1}{1 - ipy1 \cdot \delta 1} - \frac{b \cdot t}{kn \cdot S} \right) \cdot (1 - ipy1 \cdot \delta 1)$	Деформация внутренней поверхности шины e_m
	$em2 \leftarrow \left(\frac{e2}{1 - \delta 2} - \frac{b \cdot t}{kn \cdot S} \right) \cdot (1 - \delta 2)$	
	$Qm1 \leftarrow \frac{2}{3} \cdot Cr \cdot (\sqrt{k+1} + 1) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot em1^3}{r0 - t}}$	Вертикальная нагрузка на поверхности впадин шины Qm
	$Qm2 \leftarrow \frac{2}{3} \cdot Cr \cdot (\sqrt{k+1} + 1) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot em2^3}{r0 - t}}$	
	if $\delta_{выр} < \delta 1$	Условие определения формулы расчета тягового усилия P_T при δ_1
	$M_{cp} \leftarrow Qm2 \cdot \frac{S - b}{S} \cdot r0 \cdot \left[\frac{2 \cdot c0 \cdot (B + 2 \cdot tu) \cdot r0}{Cr \cdot em2} + tg\psi - \frac{2 \cdot c0 \cdot (B + 2 \cdot tu)}{Cr} \right]$	Полный тяговый момент $M_{(cp)}$
$Pt1 \leftarrow Q1 \cdot \frac{r0 - t}{r0 - e1} \cdot \frac{ipy1 \cdot \delta 1}{1 - ipy1 \cdot \delta 1} \cdot \frac{tp}{t} + \mu \cdot \left(Q1 - Qm1 \cdot \frac{S - b}{S} \right) \cdot \delta 1 + \frac{\delta 1 \cdot M_{cp}}{r0 - e1}$	Тяговое усилие P_T при δ_1	
otherwise		

$M_{cp} \leftarrow Q2 \cdot \frac{S - b}{S} \cdot r0 \cdot \left[\frac{2 \cdot c0 \cdot (B + 2 \cdot tu) \cdot r0}{Cr \cdot e2} + tg\psi - \frac{2 \cdot c0 \cdot (B + 2 \cdot tu)}{Cr} \right]$	
$Pt1 \leftarrow Q1 \cdot \frac{r0 - t}{r0 - e1} \cdot \frac{ipy1 \cdot \delta 1}{1 - ipy1 \cdot \delta 1} \cdot \frac{tp}{t} + \mu \cdot Q1 \cdot \frac{b}{S} \cdot \delta 1 + \frac{\delta 1 \cdot M_{cp}}{r0 - e1}$	
$Pt2 \leftarrow Q2 \cdot \frac{S - b}{S \cdot (r0 - e2)} \cdot r0 \cdot \left[\frac{2 \cdot c0 \cdot (B + 2 \cdot tu) \cdot r0}{Cr \cdot e2} + tg\psi - \frac{2 \cdot c0 \cdot (B + 2 \cdot tu)}{Cr} \right] + \mu \cdot Q2 \cdot \frac{b}{S} \cdot \delta 2$	Тяговое усилие P_T при δ_2
$Pk1 \leftarrow \frac{1}{1 - \mu k \cdot Q1 \cdot rb} \cdot \left[\frac{c \cdot B \cdot kn^2}{(1 - \delta 1)^2} + \frac{\alpha \cdot Cr}{r0 - e1} \right] \cdot \frac{e1^2}{2} - \frac{1}{2} \cdot c \cdot B \cdot H1^2 + \mu k \cdot Pt1 \cdot Q1 \cdot rb + Pt1$	Касательное усилие P_k при $\delta 1$
$Pk2 \leftarrow \frac{1}{1 - \mu k \cdot Q2 \cdot rb} \cdot \left[\frac{c \cdot B \cdot kn^2}{(1 - \delta 2)^2} + \frac{\alpha \cdot Cr}{r0 - e2} \right] \cdot \frac{e2^2}{2} - \frac{1}{2} \cdot c \cdot B \cdot H2^2 + \mu k \cdot Pt2 \cdot Q2 \cdot rb + Pt2$	Касательное усилие P_k при $\delta 2$
$Pkmax \leftarrow Sistema5 \left(\delta 1, \delta 2, \frac{Pk1}{10}, \frac{Pk2}{10} \right) \cdot 10$	Определение условного максимального касательного усилия P_{kmax}
$k\delta \leftarrow \frac{\delta 1 - \delta 1 \cdot \left(\frac{Pk1}{Pkmax} \right)^3}{\frac{Pk1}{Pkmax} - \delta 1 \cdot \left(\frac{Pk1}{Pkmax} \right)^3}$	Коэффициент пропорциональности дробно-рациональной аппроксимации кривой буксования $\delta(P_k)$
$Otvet_0 \leftarrow Pk1$	Формирование матрицы ответа
$Otvet_1 \leftarrow Pk2$	
$Otvet_2 \leftarrow Pkmax$	
$Otvet_3 \leftarrow k\delta$	
$Otvet$	

Определение тягово-сцепных свойств трактора при различных значениях коэффициента объемного смятия почвы c

<pre> Parameters := c ← c_нач j ← 0 while 1 k ← Cr / (c · B · r0) kn ← Cr / (c · B · r0) · r / rnp ec ← 1.04 · √[3]{(Qc² · r0) / (Cr² · (√(k + 1) + 1)²)} Otvet1 ← Sistema1(k) δcp ← Otvet10 Qcp ← Otvet11 ecp ← Otvet12 Ptcp ← Otvet13 H ← (kn · ecp) / (1 - δcp) δвыр ← (t · b) / (S · H + t · b) if δвыр < δcp Otvet2 ← Sistema2(k, ec) Ptmax ← Otvet20 i ← (3 / 2) · (Qcp · z) / (π · Cr · ecp) δi ← δcp / i </pre>	<p>Начальное значение коэффициента объемного смятия почвы c</p> <p>Коэффициент относительной жесткости шины k</p> <p>Приведенный коэффициент относительной жесткости шины k_n</p> <p>Деформация шины ведущего колеса под действием статической вертикальной нагрузки e_c</p> <p>Определение режима среза всех "почвенных кирпичей"</p> <p>Максимальное смятие почвы H (глубина колеи)</p> <p>Коэффициент буксования, при котором происходит выравнивание удельных давлений на поверхности и впадинах шины $\delta_{выр}$</p> <p>Условие продолжение алгоритма</p> <p>Определение максимального тягового усилия P_{Tmax}</p> <p>Число почвозацепов в пятне контакта шины с почвой i</p> <p>Допустимый коэффициент буксования по истиранию почвы δ_i</p>
--	--

<pre> Pt_i_ ← Pt(δi, δcp, k, kn) Pt_i_ ← Pt_i_0 ei ← Pt_i_1 kδi ← (δi · [1 - (Pt_i_³ / (Ptmax)³)]) / (Ptmax - δi · (Pt_i_³ / (Ptmax)³)) kδ_k ← kδ_(c, δi, δcp, k, kn, ei, ecp, δвыр) otvetj_0 ← j otvetj_1 ← c otvetj_2 ← δi otvetj_3 ← δcp otvetj_4 ← 2 · Pt_i_ otvetj_5 ← 2 · Ptcp otvetj_6 ← 2 · Ptmax otvetj_7 ← kδi otvetj_8 ← 2 · kδ_k0 otvetj_9 ← 2 · kδ_k1 otvetj_10 ← 2 · kδ_k2 otvetj_11 ← kδ_k3 break otherwise j ← j + 1 c ← c + Δc otvet </pre>	<p>Определение тягового усилия P_{Ti} в точке допустимого буксования</p> <p>Коэффициент пропорциональности дробно-рациональной аппроксимации кривой буксования $\delta(P_T)$</p> <p>Определение параметров дробно-рациональной аппроксимации кривой буксования $\delta(P_k)$</p> <p>Формирование матрицы ответов</p> <p>Выход из цикла</p> <p>Изменение коэффициента объемного смятия почвы c с шагом Δc</p>
--	---

Выбор коэффициента объемного сжатия почвы (номер строки i в матрице $Parameters$): $j := 7$

ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

Коэффициент объемного сжатия почвы, Н/м³

$$\xi := Parameters_{j,1} = 4 \times 10^6$$

Режим допустимого буксования по истиранию почвы

Коэффициент буксования: $\delta_i := Parameters_{j,2} = 0.106$

Тяговое усилие P_T , Н: $P_{ti} := Parameters_{j,4} = 1.703 \times 10^4$

Касательное усилие P_K , Н: $P_{ki} := Parameters_{j,8} = 2.027 \times 10^4$

Режим полного среза всех "почвенных кирпичей"

Коэффициент буксования: $\delta_{cp} := Parameters_{j,3} = 0.307$

Тяговое усилие P_T , Н: $P_{tcp} := Parameters_{j,5} = 3.857 \times 10^4$

Касательное усилие P_K , Н: $P_{kcp} := Parameters_{j,9} = 4.594 \times 10^4$

Максимальный режим ($\delta=1$)

Максимальное тяговое усилие P_{Tmax} , Н: $P_{tmax} := Parameters_{j,6} = 4.724 \times 10^4$

Максимальное касательное усилие P_{Kmax} , Н: $P_{kmax} := Parameters_{j,10} = 6.521 \times 10^4$

Коэффициенты пропорциональности дробно-рациональных аппроксимаций

для $\delta(P_T)$: $k\delta t := Parameters_{j,7} = 0.284$

для $\delta(P_K)$: $k\delta k := Parameters_{j,11} = 0.334$

Определение дробно-рациональных аппроксимаций кривых буксования

для $\delta(P_T)$:

$$P_t := 0 \dots P_{tmax}$$

$$\delta_t(P_t) := \frac{k\delta t \cdot \frac{P_t}{P_{tmax}}}{1 - (1 - k\delta t) \cdot \left(\frac{P_t}{P_{tmax}}\right)^3}$$

для $\delta(P_K)$:

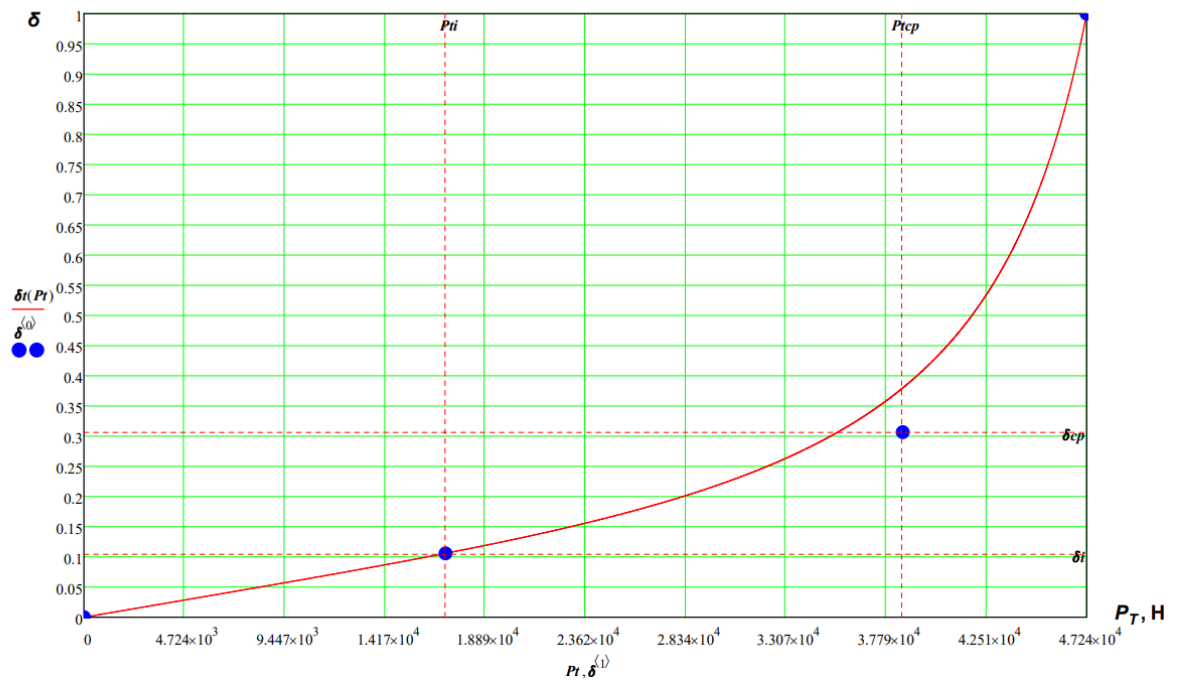
$$P_k := 0 \dots P_{kmax}$$

$$\delta_k(P_k) := \frac{k\delta k \cdot \frac{P_k}{P_{kmax}}}{1 - (1 - k\delta k) \cdot \left(\frac{P_k}{P_{kmax}}\right)^3}$$

Матрица характерных режимов буксования

$$\delta := \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \delta_i & P_{ti} & P_{ki} \\ \delta_{cp} & P_{tcp} & P_{kcp} \\ 1 & P_{tmax} & P_{kmax} \end{pmatrix}$$

График дробно-рациональной аппроксимации кривой буксования $\delta(P_T)$



Расчетные данные КПД ходовой системы трактора и силового КПД

Вертикальная жесткость почвы, МН/м ³	ρ	δ	η_f	η_{xc}
1	2	3	4	5
0,2	0,1	0,02	0,52	0,17
	0,2	0,05	0,64	0,41
	0,3	0,075	0,69	0,5
	0,4	0,1	0,714	0,53
	0,5	0,13	0,73	0,56
	0,6	0,017	0,73	0,53
	0,7	0,23	0,72	0,52
	0,8	0,32	0,7	0,43
	0,9	0,49	0,72	0,33
0,3	0,1	0,024	0,5	0,29
	0,2	0,05	0,69	0,5
	0,3	0,076	0,72	0,56
	0,4	0,1	0,76	0,6
	0,5	0,138	0,77	0,606
	0,6	0,187	0,776	0,69
	0,7	0,234	0,776	0,54
	0,8	0,323	0,74	0,46
	0,9	0,497	0,83	0,39
0,4	0,1	0,0245	0,615	0,38
	0,2	0,05	0,734	0,56
	0,3	0,075	0,77	0,62
	0,4	0,103	0,79	0,648
	0,5	0,136	0,8	0,645
	0,6	0,173	0,805	0,628
	0,7	0,232	0,802	0,585
	0,8	0,322	0,78	0,505
	0,9	0,5	0,785	0,375
0,5	0,1	0,02	0,64	0,435
	0,2	0,05	0,75	0,605
	0,3	0,075	0,79	0,655
	0,4	0,104	0,81	0,672
	0,5	0,137	0,825	0,67
	0,6	0,176	0,825	0,65
	0,7	0,233	0,82	0,602
	0,8	0,323	0,8	0,52
	0,9	0,495	0,812	0,39
0,6	0,1	0,0249	0,67	0,428

1	2	3	4	5
0,6	0,2	0,05	0,768	0,63
	0,3	0,076	0,81	0,662
	0,4	0,104	0,828	0,7
	0,5	0,138	0,835	0,685
	0,6	0,178	0,84	0,66
	0,7	0,234	0,835	0,615
	0,8	0,323	0,815	0,535
	0,9	0,497	0,832	0,405
0,7	0,1	0,025	0,686	0,535
	0,2	0,05	0,778	0,668
	0,3	0,076	0,82	0,7
	0,4	0,105	0,83	0,71
	0,5	0,13	0,84	0,7
	0,6	0,18	0,85	0,675
	0,7	0,235	0,84	0,625
	0,8	0,324	0,83	0,545
	0,9	0,498	0,84	0,41
0,8	0,1	0,025	0,702	0,548
	0,2	0,05	0,79	0,674
	0,3	0,07	0,83	0,715
	0,4	0,1	0,84	0,72
	0,5	0,139	0,85	0,705
	0,6	0,18	0,856	0,675
	0,7	0,236	0,855	0,64
	0,8	0,325	0,84	0,55
	0,9	0,49	0,852	0,41
1,0	0,1	0,026	0,713	0,582
	0,2	0,05	0,808	0,705
	0,3	0,079	0,804	0,732
	0,4	0,105	0,86	0,74
	0,5	0,141	0,865	0,72
	0,6	0,183	0,867	0,68
	0,7	0,24	0,868	0,64
	0,8	0,33	0,86	0,56
	0,9	0,5	0,865	0,42
1,25	0,1	0,02	0,72	0,65
	0,2	0,05	0,84	0,74
	0,3	0,079	0,87	0,77
	0,4	0,1	0,88	0,76
	0,5	0,141	0,89	0,74

Окончание прилож. Б

1	2	3	4	5
1,25	0,6	0,183	0,89	0,71
	0,7	0,24	0,89	0,64
	0,8	0,33	0,88	0,58
	0,9	0,5	0,89	0,44
1,75	0,1	0,025	0,76	0,69
	0,2	0,05	0,84	0,76
	0,3	0,079	0,87	0,77
	0,4	0,1	0,88	0,775
	0,5	0,141	0,89	0,75
	0,6	0,183	0,89	0,71
	0,7	0,24	0,89	0,67
	0,8	0,33	0,87	0,59
	0,9	0,5	0,89	0,44

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. АНАЛИЗ ВОПРОСА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ АДАПТАЦИИ ТРАКТОРОВ	7
1.1. Представление машинно-тракторного агрегата эквивалентной динамической системой	7
1.2. Технологическая адаптация трактора	11
1.2.1. Анализ варьируемых параметров МТА при выполнении технологического процесса.....	11
1.2.2. Теоретические основы балластирования тракторов тяговой концепции.....	12
1.2.3. Выбор оптимальной массы энергонасыщенных тракторов.....	17
1.2.4. Способы балластирования трактора.....	21
1.3. Современная теория формирования касательной силы колесным движителем	29
1.3.1. Зависимость деформации шины от вертикальной нагрузки.....	30
1.3.2. Аналитическая оценка величин давлений, действующих в пятне контакта движителя с почвой.....	30
1.3.3. Аналитическая оценка величин давлений, действующих в пятне контакта движителя, нагруженного крутящим моментом, с почвой.....	31
1.3.4. Аналитическая оценка величин давлений в горизонтальной плоскости, действующих в пятне контакта движителя, нагруженного крутящим моментом, с почвой.....	33
1.4. Аналитическая оценка величины момента сопротивления колесного движителя, нагруженного крутящим моментом	34
1.5. Математическое описание кривой буксования трактора ... Выводы	37 42
2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ МАССЫ ТРАКТОРА	44
2.1. Определение номинального крюкового усилия трактора с колесной формулой 4К4	44
2.1.1. Аналитическое определение тягово-сцепных свойств забегающего моста трактора.....	45
2.1.2. Аналитическое определение тягово-сцепных свойств отстающего моста трактора.....	49

2.1.3. Аналитический расчет условной тяговой характеристики трактора.....	54
2.1.4. Тяговая характеристика трактора при динамическом характере крюкового усилия.....	57
2.2. Буксование трактора при максимальном значении КПД его ходовой системы.....	62
2.3. Допустимое буксование ведущих колес трактора.....	64
2.4. Графоаналитический и аналитический метод определения рациональной эксплуатационной массы трактора	68
2.4.1. Графоаналитический метод.....	68
2.4.2. Аналитический метод.....	70
Выводы.....	76
3. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	79
3.1. Обоснование объекта исследования.....	81
3.2. Регистрируемые силовые и кинематические параметры трактора Zetor ANT-4135F.....	84
3.3. Регистрирующая аппаратура.....	85
3.4. Измерение сопротивления почвообрабатывающих орудий (крюковая нагрузка трактора).....	86
3.5. Определение сопротивления движению переднего моста трактора.....	88
3.6. Измерение действительной скорости трактора методом «пятого» колеса.....	89
3.7. Измерение теоретической скорости трактора.....	90
3.8. Определение буксования трактора с колесной формулой 4К4.....	91
3.9. Определение положения центра масс трактора в горизонтальной плоскости.....	94
3.10. Методика оценки предельного значения коэффициента буксования трактора по критерию истирания почвенного фона.....	96
3.11. Оценка погрешностей измерений.....	98
Выводы.....	99
4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ АДАПТАЦИИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ К ЗОНАЛЬНЫМ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	101
4.1. Динамические характеристики крюкового усилия трактора	101
4.2. Спектральный анализ крюкового усилия трактора в составе МТА.....	106

4.3. Тяговые показатели экспериментального трактора.....	109
4.4. Влияние эксплуатационной массы трактора Zetor ANT-4135F на сопротивление перекачиванию.....	113
4.5. Значение допустимого коэффициента буксования трак- тора Zetor ANT-4135F.....	115
Выводы.....	118
5. ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕС- КОЙ АДАПТАЦИИ ТРАКТОРА В СОСТАВЕ ПОЧВООБ- РАБАТЫВАЮЩЕГО АГРЕГАТА.....	120
Выводы.....	124
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	125
ЛИТЕРАТУРА.....	128
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	142

*Гатиц Дмитрий Сергеевич, Токарев Владимир Иванович,
Панчишкин Андрей Петрович*

МОНОГРАФИЯ

ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ АДАПТАЦИЯ ТРАКТОРОВ
В СОСТАВЕ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ

*Компьютерная верстка В. Г. Гирявенко
Ответственный за выпуск В. Г. Гирявенко*

Подписано в печать 26.02.2024.

Формат 60×84 1/16

Объем 8,7 уч.-изд. л. Заказ 2.

Тираж 500 (первый завод 70).

Отпечатано в соответствии с предоставленным оригинал-макетом
в копировально-множительном секторе ФНЦ агроэкологии РАН.
400062, Волгоград, Университетский проспект, 97