

А.Ахметов

**ПЕРЕДНИЕ МОСТЫ
УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНЫХ
ТРАКТОРОВ ХЛОПКОВОГО
НАЗНАЧЕНИЯ**



РЕСПУБЛИКА УЗБЕКИСТАН

СПЕЦИАЛЬНОЕ КОСТРУКТОРСКОЕ БЮРО «ТРАКТОР»

А.А. Ахметов

ПЕРЕДНИЕ МОСТЫ УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНЫХ ТРАКТОРОВ ХЛОПКОВОГО НАЗНАЧЕНИЯ



Издательство "Фан"
Академии наук Республики Узбекистан
Ташкент – 2014

УДК: 629.114.2

ББК 40.72

A95

В монографии рассмотрены вопросы устройства, проектирования и расчета передних мостов универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения.

Для широкого круга читателей и может быть полезна разработчикам-конструкторам, научным работникам, старшим научным сотрудникам-соискателям, самостоятельным соискателям, магистрантам и студентам машиностроительных и сельскохозяйственных высших образовательных учреждений и средних специальных учебных заведений, а также специалистам машиностроительного и сельскохозяйственного производства.

Ответственный редактор:
доктор технических наук, профессор *Р.Д. Матчанов*

Рецензенты:
доктор технических наук, профессор *А.А. Шермухамедов*
доктор технических наук *Б.М. Азимов*

ISBN 978-9943-19-309-3

© Издательство "Фан" АН РУз, 2014 г.

Введение

В соответствии с Постановлением Президента Республики Узбекистан №ПП-1758 «О Программе дальнейшей модернизации, технического и технологического перевооружения сельскохозяйственного производства на 2012–2016 годы» предусмотрено кардинальное повышение уровня оснащенности сельского хозяйства современной высокопроизводительной, отвечающей мировым требованиям и стандартам сельскохозяйственной техникой отечественного производства, в том числе энергонасыщенными универсально-пропашными тракторами повышенной мощности [1].

Последние годы наметились некоторые тенденции в направлении замены имеющегося парка универсально-пропашных тракторов более мощными энергонасыщенными моделями (МХ-135, МХМ-140, ТS-130, ТL-100, Agion 680, Axos, ТТЗ – 100.10 и др.). Однако из-за низкоклинренности и сравнительно большого радиуса поворота по сравнению с трехколесными тракторами, они не применяются для междурядных обработок посевов хлопчатника. Между тем это направление в хлопководстве считается приоритетным.

Литературно-патентный обзор [2–11], а также практика возделывания хлопчатника показывают, что в хлопководстве для обеспечения вписываемости конструкции в междурядья с развитыми кустами хлопчатника, а также для обеспечения минимального радиуса поворота на серийно выпускаемых универсально-пропашных тракторах производят замену низкоклинренного переднего моста на высококлинренный и монтируют дополнительные конечные передачи. С одной стороны это удорожает стоимость трактора, а с другой – требует дополнительных денежно-трудовых затрат. Но, несмотря на все эти трудности, для междурядной обработки посевов хлопчатника, в основном, используют трехколесные универсально-пропашные тракторы, пренебрегая их недостатками по сравнению с четырехколесными тракторами.

Попытки использования для этой цели четырехколесных тракторов из-за их большого радиуса поворота, связанного с ограничением поворота направляющих колес, не увенчались успехом.

Ограничение поворота направляющих колес четырехколесных тракторов обусловлено размерами колес, шириной рамы, колеей и, как правило, классической конструкцией рулевого привода. В результате минимальный радиус поворота для большинства тракторов составляет 4–5 м. Лучшие зарубежные четырехколесные пропашные тракторы, несмотря на снабжение их передних мостов различными устройствами, поворачивают передние управляемые колеса только на 55°–65°. Например, компания CNH использует функцию LIFT-O-MATIC, который осуществляет поворот еще и балки переднего ведущего моста на некоторый угол. Известны также конструкции переднего моста фирмы «Мерседес-Бенц», который за счет большего угла наклона цапфы получает лучшие углы поворота рычагов и соответственно меньший радиус поворота.

Мировой опыт по созданию четырехколесных тракторов с классической конструкцией рулевого привода на передний мост показывает, что из-за ряда их недостатков, ограничивающих поворот направляющих колес, трудно достичь высокой маневренности.

В перспективе при снятии ограничения на поворот направляющих колес энергонасыщенные четырехколесные универсально-пропашные тракторы могут стать основой создания более экологичных, ресурсосберегающих систем земледелия, обеспечивающих повышение производительности труда и снижение материально-технических затрат в хлопководстве.

С этой точки зрения большой интерес представляют работы, проведенные в СКБ «Трактор» по созданию универсально-пропашных тракторов с регулируемым клиренсом и повышенной маневренностью [12–16]. Отличительной особенностью этих тракторов является установленный в них унифицированный передний мост, одинаково пригодный как для транспортных работ, так и для междурядных обработок посевов высокостебельных культур.

Новшество, заложенное в конструкцию переднего моста, позволяет после несложной регулировки перевести трактор с низкоклинренного в высококлинренный вариант или обратно и тем самым дает ему возможность выполнять как транспортные процессы, так и на междурядную обработку посевов хлопчатника и сопутствующих ему культур. Практическое применение этих новшеств позволяет унифицировать передние мосты серийных транспортных и пропашных тракторов.

Кроме того, в конструкцию такого унифицированного передне-

го моста заложено оригинальное техническое решение [13], которое обеспечивает разворот трактора вокруг одного из его задних колес, приравнивая тем самым поворотливость четырехколесного трактора к трехколесным.

Унифицированные передние мосты значительно расширяют область применения универсально-пропашных тракторов, повышают унификацию и универсализацию узлов и агрегатов, что в свою очередь снизит затраты на их производство. Кроме того, использование унифицированных передних мостов в универсально-пропашных тракторах сократит разновидность и численность парка этих тракторов и номенклатуры запасных частей к ним, снижает затраты средств на их приобретение. Все это в целом существенно повышает их потребительские свойства и способствует удешевления их содержания.

В монографии приведены отличительные особенности передних мостов известных универсально-пропашных тракторов, проанализированы преимущества и недостатки их конструкций. На их основе определены наиболее приемлемые конструкции ходовых систем для разработки унифицированных передних мостов к универсально-пропашным тракторам хлопкового назначения. Изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию параметров разработанных унифицированных передних мостов к универсально-пропашным тракторам и методы их расчета, а также даны рекомендации по их практическому использованию.

Глава 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ПЕРЕДНИХ МОСТОВ УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНЫХ ТРАКТОРОВ ХЛОПКОВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

- 1.1. Общие сведения и влияние конструкции передних мостов тракторов на агротехнические показатели работы агрегатов
- 1.2. Специфические требования зоны хлопководства к универсально-пропашным тракторам
- 1.3. Основные конструктивные требования к передним управляемым мостам колесных тракторов
- 1.4. Направления исследования по совершенствованию передних мостов универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения

Глава 1. Общие сведения и направления исследования по совершенствованию передних мостов универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения

1.1. Общие сведения и влияние конструкции передних мостов тракторов на агротехнические показатели работы агрегатов

На агротехнические показатели работы агрегатов наряду с другими факторами в определенной степени оказывает влияние и конструктивное исполнение передних мостов универсально-пропашных тракторов. Как известно, передний мост обеспечивает передачу усилия от остова трактора к передним колесам. Если к колесам подводится крутящий момент, то его называют ведущим передним мостом. При этом существует два варианта размещения передних колес пропашного трактора: расставленные колеса (например, трактор ТТЗ-80.10) и одно переднее колесо (например, трактор ТТЗ-80.11). В зоне хлопководства предпочтение отдается последнему варианту из-за его высокой агротехнической проходимости.

Высокая агротехническая проходимость 3-колесного универсально-пропашного трактора до недавнего времени обеспечивала ему статус основного энергетического средства для механизации полевых работ в хлопководстве. Однако тракторы этого типа имеют такие существенные специфические недостатки, как [17, 18]:

- низкая поперечная устойчивость, делающая их эксплуатацию жизнеопасной на уклонах и при поворотах на скорости выше 12–13 км/ч;

- негативное техногенное воздействие на почву в связи с повышенным коэффициентом покрытия следами от колес (три следа вместо двух) и характерным высоким уплотняющим воздействием

от вертикальных нагрузок, распределяемых на три колеса вместо четырех;

- перегрузка шин, особенно переднего управляемого колеса, собственными вертикальными нагрузками трактора и от масс сельхозмашин и технологических материалов;

- нерациональное распределение массы машинно-тракторного агрегата (МТА) по опорам трактора;

- недопустимость применения на транспортных работах из-за их низкой устойчивости;

- низкая годовая загрузка, регламентируемая только сезоном работ на хлопчатнике, т.е. невостребованность в сельскохозяйственном производстве в течение почти 4–5 (с ноября по март) месяцев;

- сложность создания полноприводной конструкции трактора с колесной формулой 3Х2, что ограничивает тяговый потенциал трактора только тягово-сцепными качествами шин двух ведущих задних колес;

- применение 3-колесного трактора не позволяет полностью реализовать преимущества широкозахватных МТА из-за дефицита тягово-сцепного потенциала трактора и существенного превышения допустимых норм экологического воздействия на почву.

Вышеперечисленные недостатки в определенной степени отсутствуют у 4-колесных тракторов. Снижение отрицательного техногенного воздействия на почву за счёт уменьшения (на 33,3 %) общей площади покрытия следами колес, максимального давления на почву в зоне опорной площади ходового аппарата, более рациональное распределение масс МТА по осям и снижение буксования колес – вот неполный перечень преимуществ этих тракторов перед 3-колесными. Однако, 4-колесные тракторы имеют увеличенный радиус поворота и недостаточный агротехнический просвет под балкой переднего моста, поэтому в зоне хлопкосеяния они применяются сегодня, в основном, на основной и предпосевной обработке почвы, на уборочных и транспортных работах и при возделывании низкостебельных культур.

Исходя из технологии возделывания хлопчатника, основным требованием к новому поколению 4-колесных хлопководческих тракторов является сохранение позитивных качеств 3-колесного хлопководческого трактора, а именно:

- вписываемость конструкции в междурядья с развитыми кустами хлопчатника в период последних междурядных обработок, а также при дефолиации и уборке урожая;

– повышение поворотливости, обеспечивающей минимальные потери продуктивных площадей в зоне разворотных полос на краях поливных участков с посевами хлопчатника.

При положительном решении этих задач применительно к 4-колесным тракторам реально обеспечивается повышение производительности хлопковых МТА путем увеличения рядности сельскохозяйственных машин до 6, 8 рядов на различных схемах посева за счёт полноприводной схемы движителей и повышения тягового класса трактора. Решится проблема круглогодичной загрузки хлопководческих тракторов за счёт использования на транспортных перевозках и других видах работ в овощеводстве, кормопроизводстве, зерноводстве, на животноводческих комплексах и т.п. Кроме того, за счёт качеств, заложенных в самой схеме ходового аппарата 4-колесного трактора, улучшаются управляемость и устойчивость работы при транспортных перевозках и в междурядьях до требуемых норм безопасности.

Для решения поставленных задач, и более полного удовлетворения требований и запросов сельскохозяйственных товаропроизводителей, предъявляемых к конструкциям универсально-пропашного трактора, в частности, к их передним мостам, необходимо изучить специфические требования зоны хлопководства к этим тракторам.

1.2. Специфические требования зоны хлопководства к универсально-пропашным тракторам

Для определения специфических требований зоны хлопководства, предъявляемых к универсально-пропашным тракторам, необходимо изучить процесс их эксплуатации при выполнении как транспортных работ, так и технологических операций по возделыванию хлопчатника и сопутствующих ему культур.

Требования, предъявляемые к пропашным тракторам, весьма разнообразны. Для их удовлетворения необходимо наличие ряда эксплуатационных качеств, характеризующих в комплексе эффективность работы трактора в тех или иных условиях.

Эксплуатационные качества трактора можно подразделить на три основные группы:

– агротехнические – характеризующие приспособленность трактора к выполнению технологических требований, вытекающих из условий работы;

– технико-экономические – определяющие производительность и экономичность работы агрегата, составленного на базе данного трактора;

– общетехнические – обеспечивающие комфортные условия труда машиниста-оператора и его безопасность.

Агротехнические качества представляют ряд свойств, связанных, в основном, с проходимостью и маневренностью тракторных агрегатов.

Технико-экономические качества определяются, в основном, производительностью и экономичностью тракторного агрегата, которые при конкретном МТА зависят от режима агрегатирования.

Общетехнические качества связаны, в основном, с обеспечением удобства работы и обслуживания и условий безопасности работы машиниста-оператора.

Исходя из вышеизложенного, для сформулирования специфических требований зоны хлопководства к универсально-пропашным тракторам рассмотрим вопросы агрегатирования, устойчивости, проходимости и поворотливости МТА, составленных на базе универсально-пропашного трактора.

1.2.1. Агрегатирование универсально-пропашными тракторами хлопководческих сельскохозяйственных машин

Агротехнические параметры универсально-пропашного трактора во многом определяют сферу его применения. При выполнении сельскохозяйственных работ в агрегате как с навесными так и с прицепными сельскохозяйственными машин-орудиями их производительность зависит наряду с другими факторами и в определенной степени от маневренности машинно-тракторного агрегата. Один из определяющих параметров маневренности машинно-тракторного агрегата – величина минимального радиуса поворота, т.е. расстояния от центра поворота до центра заднего моста трактора.

Что радиус поворота агрегата на концах гона имеет первостепенное значение и в определении размеров поворотных полос, от которых, как уже отмечалось, напрямую зависят потери продук-

тивных площадей на краях поливных участков с посевами хлопчатника. Поэтому для определения факторов, влияющих на величину радиуса поворота как навесного, так и прицепного агрегата, рассмотрим вопросы агрегатирования этих машин с колесным универсально-пропашным трактором.

Агрегатирование навесных машин с четырехколесным универсально-пропашным трактором

При работе машинно-отракторного агрегата ширина обрабатываемой поворотной полосы не должна превышать минимума, обусловленного двумя условиями: возможностью беспрепятственного поворота агрегата и необходимостью последующей обработки поворотной полосы.

Первое условие определяется, исходя из конкретных кинематических характеристик и поворотливости машинно-тракторного агрегата. Если кинематические характеристики определяются расположением центра машинно-тракторного агрегата, длиной (расстояние по прямой осевой линии агрегата между первым и последним рядами рабочих органов) и шириной машин - орудия, длиной ее выезда и расстоянием между осями колес, ограничивающих опорную поверхность трактора, то поворотливость оценивается минимальным радиусом поворота.

Второе условие зависит от качественного выполнения технологических операций, т.е. от устранения огрехов на концах поля.

Из перечисленных первое условие считается определяющим при конструировании тракторов, так как его после проектирования и изготовления трактора невозможно изменить.

Из-за ряда преимуществ (маневренность, транспортабельность, малогабаритность, простота и т.д.) перед прицепными и полуприцепными большинство машин-орудий выполняются навесными. Поэтому применяемые для осуществления различных технологических операций при возделывании хлопчатника машины-орудия стремятся выполнить навесными.

Одной из трудоемких и продолжительных по времени технологических операций при возделывании хлопчатника считается междурядная обработка посевов, которая выполняется 4-рядными культиваторами-растениепитателями в агрегате с универсально-пропашными тракторами (в дальнейшем – агрегат с навесным орудием).

Несмотря на наличие в парке достаточного количества универсально-пропашных тракторов, в напряженный сезон междурядных обработок посевов, особенно в период формирования плодоземента хлопчатника, большинство хозяйств ощущают их нехватку. Как отмечалось, это объяснялось повсеместным использованием на междурядной обработке посевов хлопчатника 3-колесные тракторов, тогда как 4-колесные, составляющие часть парка машин, не привлекаются к этой работе из-за их низкоклиренсности и большого радиуса поворота.

Между тем применение на междурядной обработке посевов хлопчатника наряду с 3-колесными универсально-пропашными тракторами и 4-колесных позволит решить проблему нехватки тракторов и покрыть их недостающую часть [19].

Вопрос перевода 4-колесных тракторов из низкоклиренсного на высококлиренсные вполне решаем [8,11,13,14], тогда как уменьшение ширины поворотных полос, следовательно, обеспечение минимального радиуса поворота этих тракторов при применении на междурядной обработке посевов требует всестороннего изучения.

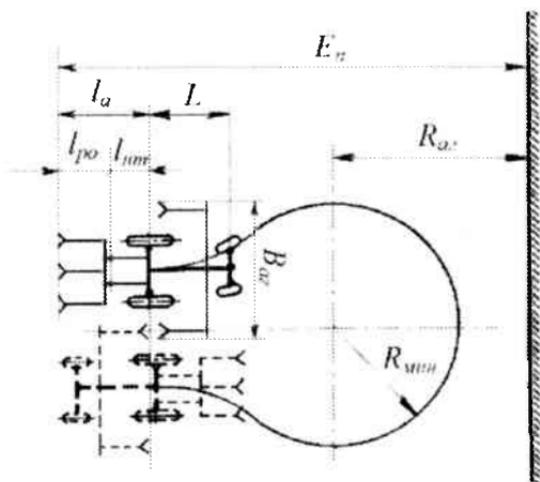


Рис.1.1. Схема движения на поворотной полосе навесного агрегата, состоящего из 4-колесного универсально-пропашного трактора и культиватора-растениепитателя

Кроме того, при междурядной обработке посевов значительная часть сменного времени отнимается на холостые повороты, зае-

зды и выезды агрегата на концах гона и в основном, оно зависит от кинематики поворота агрегата. Следовательно, для пропашных тракторов, работающих на междурядной обработке почвы, радиус поворота имеет немаловажное значение при определении не только ширины поворотной полосы, но и сокращения времени на холостые повороты, заезды и выезды агрегата.

Ширину поворотной полосы агрегата с навесным орудием (рис.1.1), совершающим на концах гона петлевые повороты, согласно работе [20], вычисляют по формуле

$$E_n = 2,8 R_{\text{мин}} + 0,5 B_{\text{а.с}} + e, \quad (1.1)$$

где E_n – ширина поворотной полосы, м;

$R_{\text{мин}}$ – минимальный радиус поворота агрегата, м;

$B_{\text{а.с}}$ – кинематическая ширина агрегата, м;

e – длина выезда агрегата, для навесных агрегатов $e = (0,3 - 0,6)l_a$, м;

l_a – длина агрегата (расстояние по прямой между центром агрегата и последним рядом его рабочих органов), м.

Учитывая что универсально-пропашные тракторы с колесной формулой 4X4 и 4X2 имеют два направляющих колеса, в соответствии с работой [2] определяем для навесных машин минимальный радиус поворота агрегата, совершающего петлевой поворот на конце гона

$$R_{\text{мин}} = R_n + \frac{K_n^2}{24R_n^3}, \quad (1.2)$$

где K_n – показатель поворотливости;

R_n – номинальный радиус поворота, м.

Показатель поворотливости колесного трактора определяется скоростями поворота и отклонениями направляющих колес следующей зависимостью

$$K_n = L \frac{V_{\text{пов}}}{V_{\text{отк}}}, \quad (1.3)$$

где L – расстояние между осями колес, ограничивающих опорную поверхность трактора, м;

$V_{\text{пов}}$ – скорость поворота направляющих колес, м/с;

$V_{\text{отк}}$ – скорость отклонения направляющих колес, рад/с.

Номинальный радиус поворота для колесных тракторов с двумя направляющими колесами определяется выражением

$$R_n = \frac{L}{\text{tg}(\alpha_{\text{гп}} - \delta_1) + \text{tg}\delta_2}, \quad (1.4)$$

где α_{cp} – среднее значение угла отклонения колес, градус;

δ_1, δ_2 – углы бокового увода соответственно передних и задних шин, градус.

Необходимо также учесть, что длина агрегата не что иное, как

$$l_a = l_{um} + l_{po}, \quad (1.5)$$

где l_{um} – длина вылета навесного оборудования трактора, м;

l_{po} – длина вылета рабочего органа навесного орудия, м.

Тогда с учетом (1.2), (1.4) и (1.5), а также принимая $e = 0,5 l_a$, после некоторого преобразования уравнение (1.1) запишем в форме

$$E_u = 2,8 \left(\frac{L}{tg(\alpha_{cp} - \delta_1) + tg\delta_2} + V_{ноч}^2 \frac{[tg(\alpha_{cp} - \delta_1) + tg\delta_2]^3}{24V_{ч,мк}^2 L} \right) + 0,5(B_w + l_{um} + l_{po}). \quad (1.6)$$

Анализ уравнения (1.6) позволяет сделать вывод, что конструктивными параметрами универсально-пропашного трактора, влияющими на ширину поворотной полосы, являются расстояние между осями колес и длина вылета навесного оборудования трактора. Следовательно, для уменьшения ширины поворотной полосы при агрегатировании навесного орудия с универсально-пропашными тракторами с двумя направляющими колесами следует стремиться минимизировать эти параметры, но без ущерба на устойчивость трактора и на работоспособность агрегата.

Агрегатирование прицепных машин с четырехколесным универсально-пропашным трактором

С внедрением на производство 4-колесных универсально-пропашных тракторов с передним ведущим мостом и повышенной мощностью расширяется сфера их применения и полвеется возможность их использования и в таких технологических операциях, как предпосевная подготовка почвы комбинированными машинами-орудиями, предпосевное боронование с широкозахватными бороновальными агрегатами и т.д. Применяемые в этих технологических операциях машины-орудия могут быть навесными, прицепными и полуприцепными. При этом в последние годы в мировой практике все большее использование стали находить прицепные и полуприцепные широкозахватные агрегаты, построенные, в основном, по блочно – модульному принципу.

При выполнении универсально-пропашными тракторами технологических операций в агрегате как с прицепными, так и полуприцепными комбинированными машинами-орудиями радиус по-

ворота агрегата на концах гона имеет первостепенное значение в определении размеров поворотных полос.

При работе универсально-пропашного трактора с прицепными машинами-орудиями ширина обрабатываемой поворотной полосы не должна превышать минимума, обусловленного возможностью беспрепятственного поворота прицепного агрегата и необходимостью последующей обработки поворотной полосы.

Первое условие определяется, исходя из конкретных кинематических характеристик и поворотливости прицепного агрегата. Кинематические характеристики определяются длиной крюка универсально-пропашного трактора, расположением центра прицепного агрегата $Ц_n$ (расстоянием между крюком трактора и центром прицепного агрегата машины-орудия), длиной (расстояние по прямой осевой линии агрегата между серьгой прицепа и последними рядами рабочих органов) и шириной прицепной машины-орудия и длиной ее выезда. Поворотливость определяется радиусом поворота.

Второе условие зависит от способа движения и качественного выполнения технологических операций, т.е. от устранения огрехов на концах поля и между смежными проходами прицепного агрегата.

Из перечисленных первое условие считается определяющим при конструировании тракторов, так как его после проектирования и изготовления трактора невозможно изменить [19].

Кроме того, у прицепных агрегатов значительная часть сменного времени отнимается на холостые ходы при поворотах, заездах и выездах из загона на концах гона и, в основном, оно зависит от кинематики поворота прицепного агрегата. Следовательно, для пропашных тракторов, работающих с прицепными машинами – орудиями, радиус поворота имеет немаловажное значение не только при определении ширины поворотной полосы, но и сокращении времени на холостые повороты, заезды и выезды агрегата.

Прицепные машины-орудия рабочие ходы совершают, в основном, по гоновому способу движения, т.е. рабочие ходы совершаются вдоль длинной стороны обрабатываемого участка, а холостые заезды и повороты – на поворотных полосах с обеих сторон участка (рис. 1.2, а). При этом схема обработки участка может быть одно- или двухзагонной, а повороты – беспетлевыми. Ширину загона $B_{\text{заг}}$ принимают равной рабочей ширине захвата агрегата B_f , а углы поворота ε в каждом выезде и заезде агрегата равными 90° .

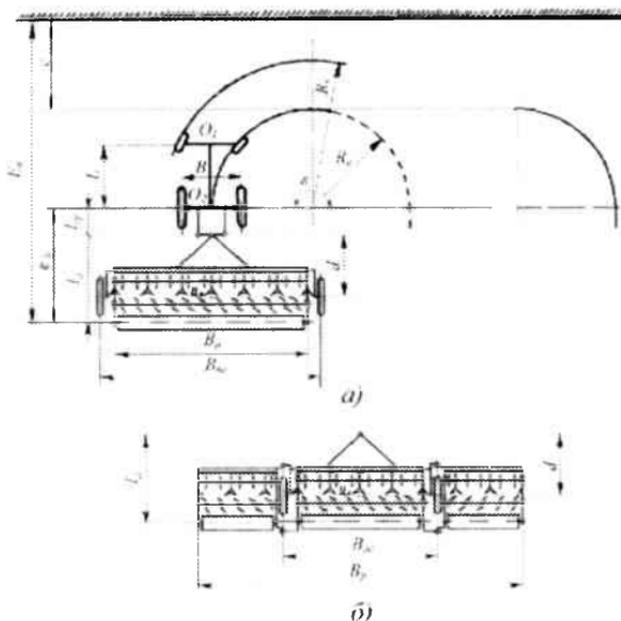


Рис.1.2. Схемы – движения прицепного агрегата (а) и схема широкозахватной блочно - модульной прицепной почвообрабатывающей машины (б)

Ширину поворотной полосы агрегата с прицепным машин - орудием, совершающей на концах гона беспетлевые повороты, согласно работе [20], определяют по формуле

$$E = 1,14 R_{\min} + 0,5 B_{a.} + e, \quad (1.7)$$

где E – ширина поворотной полосы, м;

R_{\min} – минимальный радиус поворота агрегата, м;

$B_{a.}$ – кинематическая ширина агрегата, м;

e – длина выезда агрегата, для прицепных агрегатов $e = (0,5 - 0,6) (l_a + l_{кр})$, м;

l_a – длина агрегата (расстояние по прямой осевой линии агрегата между серьгой прицепа и последними рядами рабочих органов, м;

$l_{кр}$ – длина крюка трактора, м.

Учитывая что универсально-пропашные тракторы с колесной формулой 4X4 и 4X2 имеют два направляющих колеса, в соответствии с работой [2] определяем для прицепных машин минимальный радиус поворота агрегата, совершающего беспетлевой поворот на конце гона

$$R_{\min} = \sqrt{\chi^2 B_{ac}^2 + d^2 + l_{кр}^2}, \quad (1.8)$$

где R_{\min} – минимальный радиус поворота, м;

χ – коэффициент бокового вылета, для симметричных агрегатов $\chi = 0,5$;

d – расстояние от точки прицепа к трактору машины - орудия до ее центра тяжести, м;

$l_{кр}$ – длина крюка, м.

Тогда с учетом (1.7) и (1.8), а также принимая $e = 0,6 (l_a + l_{кр})$, после некоторого преобразования уравнение (1.7) запишем в форме

$$E = 1,14 \sqrt{\chi^2 B_{ac}^2 + d^2 + l_{кр}^2} + 0,5 B_{ac} + 0,6 (l_a + l_{кр}). \quad (1.9)$$

На основе уравнения (1.9) можно сделать вывод, что при работе с прицепными машинами – орудиями конструктивным параметром универсально-пропашного трактора, влияющим на ширину поворотной полосы, является длина крюка трактора. Следовательно, для уменьшения ширины поворотной полосы при агрегатировании прицепных машин-орудий с универсально-пропашными тракторами с двумя направляющими колесами нужно стремиться минимизировать этот параметр, но без ущерба на работоспособность агрегата.

Исходя из вышеизложенных соображений, в СКБ «Трактор» разработаны новые кинематические схемы [21] навесного устройства тракторов марки ТГЗ в двух вариантах. В первом варианте трактор был без дополнительной конечной передачи (далее – ДКП), при котором в соответствии с требованиями ГОСТ 10677-2001 минимально допустимая длина продольной тяги до оси шарнира (точки приложения подъемной силы) кинематической схемы навесного устройства (820-4628010-10 К2) составляла 977 мм, а во втором варианте (820-4628010-20 К2) трактор был с ДКП, при котором для обеспечения требования ГОСТ 10677-2001 она должна быть не менее 1007 мм. Оба варианта навесного устройства оснащены тягово-сцепным устройством ТСУ-1-Ж типа вилки для агрегатирования прицепных машин. Тогда с учетом вилки (длина которой составляет 138 мм) длина крюка $l_{кр}$, соответственно по вариантам, составляет 1115 и 1145 мм.

Рассмотрим расчет ширины поворотной полосы агрегата с прицепной машиной - орудием, совершающей на концах гона беспетлевые повороты, на примере агрегата состоящего из трактора и прицепной комбинированной почвообрабатывающей машины УРМ-4.

Кинематическая ширина захвата машины-орудия – 3,6 м, расстояние по прямой осевой линии агрегата между серьгой прицепа и последними рядами рабочих органов – 4,8 м, расстояние от точки прицепа к трактору машины - орудия до ее центра тяжести – 3,2 м.

Результатами расчета определены ширина поворотной полосы для агрегата, состоящего из прицепной комбинированной почвообрабатывающей машины УРМ-4 и трактора ТТЗ, снабженного новым навесным устройством. В соответствии с уравнением (1.9) для первого варианта исполнения кинематической схемы (820-4628010-10 К2) ширина навесного устройства составляет 9,71 м, а для второго (820-4628010-20 К2) – 9,75 м.

Итак, ширина поворотной полосы для прицепного агрегата с другими факторами зависит и от конструктивных параметров навесного устройства и конструкции самого трактора. При этом, как показали расчеты, агрегатирование прицепных машин с трактором без ДКП, хотя имеет меньшую ширину поворотной полосы, чем с ДКП, но эта разница незначительна и составляет около 0,5 %. Между тем такие параметры прицепной машины, агрегатированной с трактором, как кинематическая ширина агрегата, расстояние по прямой осевой линии агрегата между серьгой прицепа и последними рядами рабочих органов, а также расстояние от точки прицепа к трактору машин – орудия до его центра тяжести, оказывают существенное влияние на ширину поворотной полосы. Следовательно, для минимализации ширины поворотной полосы уже в стадии проектирования широкозахватных машины-орудий нужно стремиться к минимализации этих параметров за счет обеспечения компактности машин-орудия и применения блочно-модульного принципа их построения (рис. 2, б), при котором для уменьшения кинематической ширины захвата агрегата боковые блоки в транспортном положении имели бы возможность складывания относительно центрального модуля.

Таким образом, в отличие от навесных при работе с прицепными машинами-орудиями радиус поворота, следовательно, и ширина поворотной полосы зависят от конструктивных параметров не только универсально-пропашного трактора, но и агрегатированных с ним машин-орудий.

Следует отметить, что в любом случае, как в навесном, так и в прицепном агрегате, конструктивные параметры трактора должны быть приняты, исходя из условия устойчивости движения трактора.

1.2.2. Устойчивость движения колесного универсально-пропашного трактора

Эксплуатационные показатели колесных универсально-пропашных тракторов и составленных на их базе машинно-тракторных агрегатов, характеризующие качество выполнения различных технологических операций, а также безопасность работы на них, находятся в зависимости от устойчивости их движения.

Неравномерность обработки почвы, наличие погрешностей и перекрытий обрабатываемых участков, неполное уничтожения сорных растений в междурядьях, повреждение и засыпание культурных растений в рядах, опрокидывание, подпрыгивание и галопирование являются, как правило, следствием нарушения устойчивости движения трактора и агрегатируемого с ним машинорудий или транспортного средства.

Опрокидывание, а также подпрыгивание и галопирование, которые также могут привести к опрокидыванию являются наиболее жизнеопасным для машиниста-оператора. Поэтому ниже рассмотрим, какие конструктивные параметры трактора существенно влияют на эти показатели.

По аналогии работе [22] дифференциальные уравнения колебания колесного трактора (рис. 1.3) имеет форму

$$m y'' + (c_1 + c_2) y + (c_1 l_1 - c_2 l_2) \varphi = 0, \quad (1.10)$$

$$m r_j^2 \varphi'' + (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2) \varphi + (c_1 l_1 - c_2 l_2) y = 0, \quad (1.11)$$

где m – масса колесного трактора, кг;

y – линейное перемещение, м;

φ – угловое перемещение, рад;

r_j – радиус инерции трактора, м², $r_j^2 = I_1 l_2$;

c_1, c_2 – соответственно жесткость шин передних и задних колес;

l_1, l_2 – соответственно расстояние от центра тяжести до точки опоры переднего и заднего колеса, м.

Если учесть, что составляющие c_1 и c_2 , принимаемые при решении уравнений (1.10) и (1.11), для обоих вариантов трактора не меняются, тогда база трактора L

$$L = l_1 + l_2, \quad (1.12)$$

следовательно, в соответствии с уравнениями (1.10) и (1.11) путем изменения длины базы трактора можно существенно уменьшить подпрыгивание и галопирование трактора.

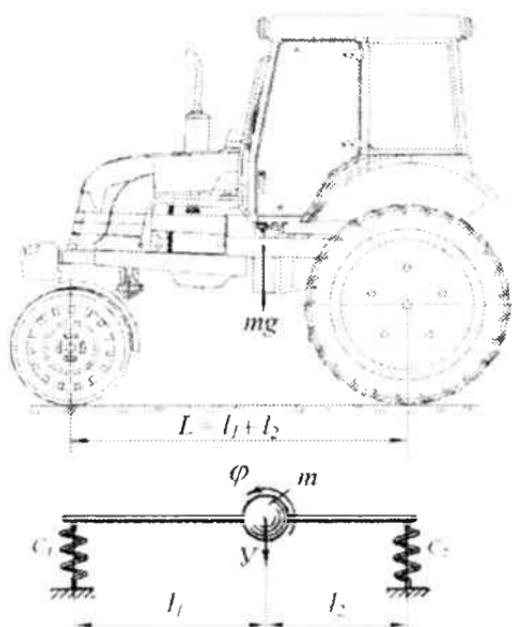


Рис.1.3. Расчетная схема определения устойчивости движения колесного трактора

При превышении критических значений подпрыгивание и галопирование могут привести к нарушению устойчивости трактора против опрокидывания.

Опрокидывание – это вращательное движение трактора относительно некоторой оси, называемой осью опрокидывания. Ось опрокидывания – прямая, около которой возможен поворот трактора в вертикальной плоскости на некоторый угол.

Опрокидывание – это такой поворот трактора вокруг оси опрокидывания, при котором

$$M_{\text{опр}} \geq M_{\text{стаб}} \quad (1.13)$$

где $M_{\text{опр}}$ – опрокидывающий момент, Нм;

$M_{\text{стаб}}$ – момент от сил, стремящихся вернуть трактор в исходное положение, Нм.

Опрокидыванию соответствует такое поднятие колес над опорной поверхностью, при котором угол крена остова достигает предельного значения и дальнейшее его движение в направлении крена под действием силы тяжести и инерции становится необратимым.

Главными критериями устойчивости колесного трактора против опрокидывания являются характеристики его геометрических параметров и расположение центра масс относительно опорных колес, определяющие границы статической устойчивости при помощи так называемых предельных углов подъема, спуска и бокового крена.

Свойство трактора сопротивляться опрокидывающему движению вокруг поперечной оси опрокидывания называется продольной устойчивостью трактора против опрокидывания. При этом опрокидывание происходит из-за перераспределения опорных реакций по мостам трактора и при равенстве нулю одной из них.

Наибольший угол подъема, при котором заторможенный трактор может стоять, не опрокидываясь, называют предельным статическим углом подъема α_{mn} .

Предельный угол подъема α_{mn} находят из равновесия трактора относительно оси опрокидывания из следующего выражения:

$$\alpha_{mn} = \arctg\left(\frac{b_m}{h_m}\right), \quad (1.14)$$

где b_m, h_m – соответственно продольная и вертикальная координаты центра масс трактора, м.

Из рис. 1.4 видно, что при предельном статическом угле подъема, если не учесть силы сопротивления качению, вектор силы тяжести проходит через ось опрокидывания O_2 .

В отличие от предельного статического угла подъема предельный статический угол спуска α_{ny} определяется из выражения

$$\alpha_{ny} = \arctg\left(\frac{L - b_m}{h_m}\right), \quad (1.15)$$

где L – база трактора, м.

Наиболее простым способом повышения продольной устойчивости трактора считается размещение в передней части трактора на раме специальных балластных грузов. Такой способ широко используется для повышения продольной устойчивости колесных тракторов при агрегатировании с ним тяжелых, навешанных сзади него машин - орудий. Хотя этот способ повышения продольной устойчивости трактора является наиболее простым, но в то же время с точки зрения эффективности использования энергетических возможностей трактора не очень привлекательным. Поэтому в последние годы вместо балластных грузов стали применять передне-

навешанных к трактору машин-орудий [23–25]. Передненавешанные машины-орудия, с одной стороны, повышают продольную устойчивость трактора, а с другой – обеспечивают равномерную нагрузку на передние и задние колеса трактора.

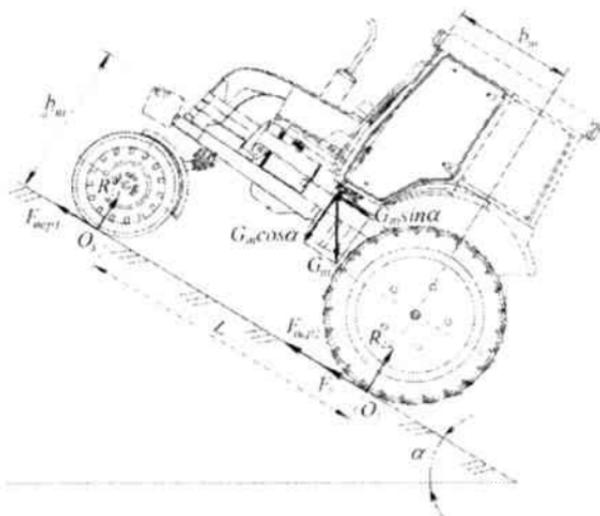


Рис. 1.4. Схема сил, действующих на колесный трактор, расположенный на подъеме

Для универсально-пропашных тракторов, совершающих транспортные работы или холостые переезды с участка на участок, для устойчивости на поворотах существенное значение имеет угол бокового крена. Рассмотрим влияние клиренса трактора на его боковую устойчивость.

Из рис. 1.5 видно, что при криволинейном движении трактора на поворотах вокруг центра поворота, расположенного на расстоянии R_n от точек касания внешнего переднего и заднего колес, за счет центробежной силы $P_{цк}$ возникает опрокидывающий момент M_o , который стремится опрокинуть его относительно линии, проходящей по точкам касания внешнего переднего и заднего колес. Проекцию этой линии с некоторым допущением можно принять, соответствующей точке N . Тогда величина опрокидывающего момента будет определена из выражения

$$M_o = P_{цк} h_o, \quad (1.16)$$

где M_o – опрокидывающий момент, Нм;

$P_{цк}$ – составляющая по оси X центробежной силы $P_{ц}$, Н;

h_{o1} – плечо опрокидывающего момента, м.

Плечо опрокидывающего момента определяется из треугольника OKN . Для высококлиренсного (рис. 1.5, а) варианта трактора (используемого на междурядной обработке посевов хлопчатника) плечо опрокидывающего момента будет

$$h_{o1} = ON = \sqrt{(OK)^2 + (KN)^2} = \sqrt{h_{u1}^2 + \frac{B_k^2}{4}}, \quad (1.17)$$

а для низкоклиренсного (рис. 1.5, б) варианта трактора, применяемого на транспортной работе, плечо опрокидывающего момента будет

$$h_{o2} = ON = \sqrt{(OK)^2 + (KN)^2} = \sqrt{h_{u2}^2 + \frac{B_k^2}{4}}, \quad (1.18)$$

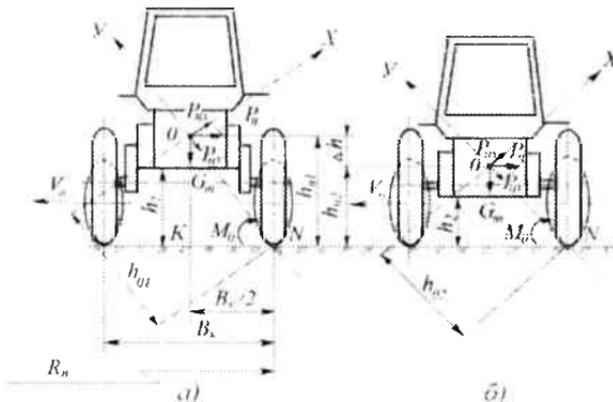


Рис.1.5. Расчетные схемы определения опрокидывающего момента: а) – высококлиренсный трактор; б) – низкоклиренсный трактор

Тогда опрокидывающие моменты для этих двух вариантов будут соответственно

$$M_{o1} = P_{ух} \sqrt{h_{u1}^2 + \frac{B_k^2}{4}}, \quad (1.19)$$

$$M_{o2} = P_{ух} \sqrt{h_{u2}^2 + \frac{B_k^2}{4}}, \quad (1.20)$$

Так как $h_{u1}^2 > h_{u2}^2$, то $M_{o1} > M_{o2}$, следовательно, при низкоклиренсном варианте трактор к опрокидыванию более устойчив.

Таким образом, одним из эффективных способов повышения устойчивости трактора, как в продольном, так и в поперечном направлении, является понижение его центра тяжести в результате уменьшения клиренса трактора.

1.2.3. Проходимость универсально-пропашного трактора

Трактор во время работы движется, в основном, по естественной поверхности почвы. Колесные тракторы наиболее чувствительны к изменениям почвенных условий, и имеют весной и осенью на рыхлых и влажных почвах столь низкий КПД, что в ряде случаев оказываются неэффективными вследствие плохой проходимости.

Проходимость трактора – это его способность выполнять технологические процессы на требуемом агротехническом уровне в различных природных и почвенно-климатических условиях [6].

В общем проходимость трактора характеризуется средним давлением колес на почву, дорожным просветом, колеей, наименьшим радиусом поворота, а универсально-пропашных тракторов, в частности хлопководческих, – дополнительно агротехническим просветом, защитной зоной, абрисом [6].

От проходимости трактора зависит агротехническое качество выполняемых машинотракторным агрегатом технологических процессов. Так, при обработке междурядий пропашных культур, дефолиации и десикации, уборке урожая нужно, чтобы повреждения растений и сбивание плодоземелентов выступающими частями контура трактора были исключены, т.е. трактор должен иметь агротехническую проходимость.

Под агротехнической проходимостью понимают способность трактора двигаться в междурядьях без повреждения растений.

Агротехнический просвет универсально-пропашных тракторов – это расстояние по вертикали от опорной поверхности до наименее удаленных от нее элементов конструкции трактора над рядками.

Дорожный просвет трактора – это наименьшее расстояние по вертикали от опорной поверхности до элементов конструкции трактора без учета тягово-сцепного устройства.

Проходимость универсально-пропашного трактора в междурядьях пропашных культур зависит, главным образом, от двух основных показателей: защитных зон и агротехнического просвета. Поэтому в качестве показателя для оценки проходимости трактора в междурядьях применяют защитную зону. Наиболее полно проходимость в междурядьях определяется абрисом проходимости.

Защитная зона – это расстояние по горизонтали от середины рядка до ближайших частей движителя трактора. Она зависит от колеи, ширины колес и выступающих частей конечных передач от контура движителя внутрь и наружу (рис. 1.6).

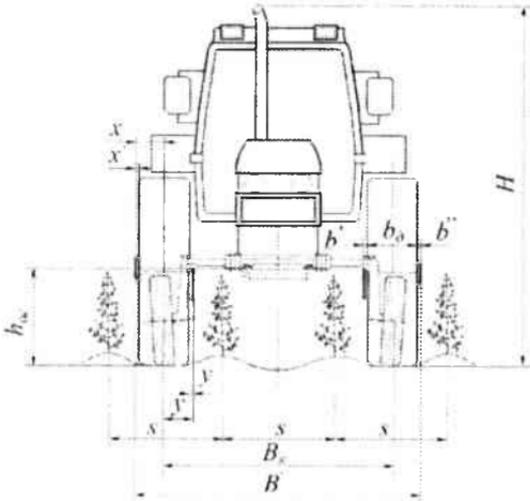


Рис.1.6. Схема определения защитных зон трактора

Достаточные размеры защитных зон обеспечивают сохранность корневой и наземной частей растений при проходе тракторного агрегата, а также снижают потери урожая.

Оптимальные защитные зоны соответствуют симметричному расположению колес трактора относительно междурядий. При таком условии защитные зоны, согласно рис. 1.6, и после несложного преобразования в соответствии с работой [9] будут:

– внутренняя

$$y = \frac{(s - b_o) + (B_k - sn)}{2} - b', \quad (1.21)$$

– внешняя

$$x = \frac{(s - b_o) - (B_k - sn)}{2} - b'', \quad (1.22)$$

где B_k – ширина колеи, м;

b_o – ширина колес, м;

s – размер междурядья, м;

n – число рядков, проходящих под трактором;

b' , b'' – размеры соответственно выступающих частей конечных передач от контура колеса внутрь или наружу, м.

Для прохождения трактора в междурядьях хлопчатника и других пропашных культур, кроме просвета, большое значение имеет абрис проходимости трактора.

Абрис проходимости – это часть контура поверхности трактора в проекции на вертикальную поперечную плоскость, которым трактор вписывается между растениями. Замеры абрисной характеристики универсально-пропашного трактора хлопкового назначения представлены на рис. 1.7.

На масштабной схеме хорошо видно, что при движении по междурядьям кусты хлопчатника высотой более 780 мм будут пригибаться в сторону движения трактора, что при наличии хороших обтекателей ведущих колес не может вызывать серьезных травм растений и сбивания плодовых элементов.

Таким образом, агротехническая проходимость определяется способностью трактора проходить в междурядьях растений над ними без их повреждения. Основными показателями достаточной проходимости являются абрис проходимости и агротехнический просвет при выполнении обязательного условия – сохранности защитных зон.

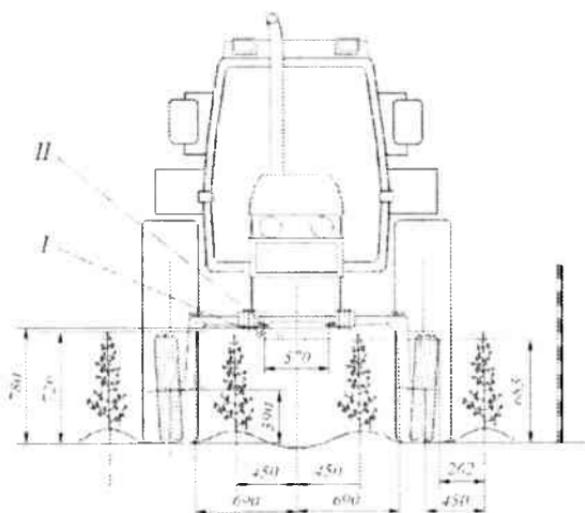


Рис.1.7. Абрис проходимости универсально-пропашного трактора ТТЗ-80-10М:
I – по переднему мосту; II – по заднему мосту

Для оценки тяговой проходимости колесных тракторов существует несколько показателей [9]. Один из них – запас проходимости, представляющий собой отношение касательной силы тяги по сцеплению с почвой к сумме сил сопротивления перекатыванию и тягового усилия на крюке, т.е.

$$\Pi = \frac{P_k}{P_{пер} + P_{кр}}, \quad (1.23)$$

где P_k – касательная сила тяги по сцеплению с почвой, Н;

$P_{пер}$ – сила сопротивления перекачиванию, Н;

$P_{кр}$ – тяговое усилие на крюке, Н.

Касательная сила тяги по сцеплению с почвой определяется выражением

$$P_k = \varphi_{max} G_{сц} \quad (1.24)$$

где φ_{max} – коэффициент сцепления колес с почвой;

$G_{сц}$ – сила сцепления, (Н), равная $m_{сц}g$; здесь $m_{сц}$ – сцепная масса трактора, кг;

g – ускорение свободного падения m/c^2 .

Сила сопротивления перекачиванию определяется как

$$P_{пер} = f_n G_m \quad (1.25)$$

где f_n – коэффициент перекачивания;

G_m – сила тяжести трактора, Н.

Способы повышения проходимости колесных тракторов, особенно в весенний и осенний периоды, неразрывно связаны с улучшением тягово-сцепных свойств трактора.

Основными мероприятиями, направленными на улучшение тяговых качеств и проходимости колесных тракторов, являются [26]:

- увеличение сцепной массы;
- применение рациональных размеров шин и рисунка протектора;
- установление оптимального давления воздуха в шинах;
- использование всех колес трактора в качестве ведущих;
- рациональное распределение по осям эксплуатационной массы;
- увеличение опорной поверхности и эффективности зацепления ведущих колес;
- применение активных рабочих органов сельскохозяйственных машин;
- блокировка дифференциалов ведущих колес и т.д.

Среднее давление колеса на почву зависит от типа шин, давления воздуха в них, нагрузки на колеса и степени погружения колес в почву. С целью снижения удельного давления на почву и буксования применяют шины большего профиля и низкого давления.

Среди перечисленных способов повышения тяговых качеств и проходимости колесных тракторов наиболее эффективно использование всех колес в качестве ведущих. Этот способ в дальнейшем будет рассмотрен в отдельной главе данной работы.

1.2.4. Поворотливость колесных тракторов

Тракторы при выполнении сельскохозяйственных и транспортных работ движутся по прямолинейной или криволинейной траектории. При этом, если радиус кривизны траектории равен нулю, то трактор движется прямолинейно, но если радиус кривизны траектории не равен нулю, то он движется криволинейной траекторией.

Движение трактора с траекторией с кривизной, не равной нулю, называется поворотом.

Процесс поворота трактора состоит из трех этапов: вход в поворот, когда кривизна траектории увеличивается; движение с постоянной кривизной; выход из поворота, когда кривизна траектории уменьшается до нуля. Иногда при малом угле поворота второй этап отсутствует.

Поворот колесных тракторов можно производить четырьмя основными способами [2, 9]:

- изменением положения управляемых колес в горизонтальной плоскости относительно остова трактора;
- изменением положения в горизонтальной плоскости одной части трактора относительно другой;
- изменением положения всех колес в горизонтальной плоскости относительно остова трактора;
- изменением крутящих моментов, подводимых к колесам отстающего и забегающего бортов.

При первом способе поворота (рис. 1.8) направляющие колеса могут поворачиваться в горизонтальной плоскости относительно остова трактора вместе с передней осью или поворачиваются только направляющие колеса при неподвижной оси, и они зависят от варианта размещения передних колес.

При этом способе поворота задние ведущие колеса трактора либо вращаются в одну сторону, либо в разные стороны, либо одном заторможенном колесе другое вращается по ходу движения трактора.

При повороте трактора с расставленными колесами каждое колесо должно катиться по дугам различных радиусов. Качения расставленных направляющих колес без скольжения по дугам различного радиуса достигается различными углами поворота этих колес. При этом в любом положении поворота продолжение осей цапф передних колес должно пересекаться в одной точке, лежащей

на продолжении задней оси трактора. Причем внутреннее колесо должно всегда поворачиваться на больший угол, чем внешнее.

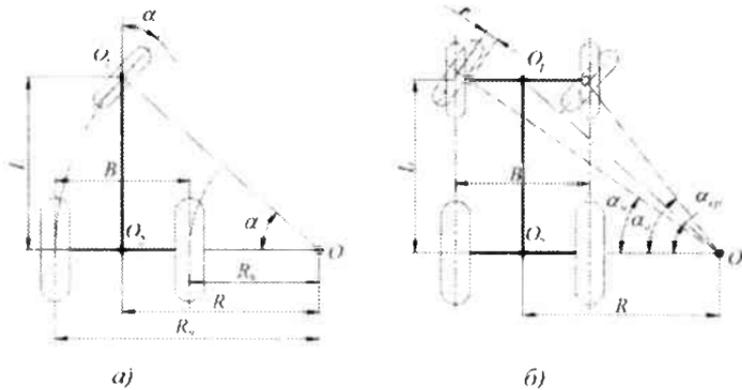


Рис.1.8. Схемы поворота колесных тракторов с одним (а) и двумя (б) направляющими колесами

В отношении проходимости в междурядьях и повышения поперечной устойчивости предпочтение отдается расставленным колесам. Однако на универсально-пропашном тракторе, применяемом в хлопководстве, для увеличения просвета, облегчения установки навесных машин между осями колес и улучшения поворачиваемости применяют одно переднее колесо.

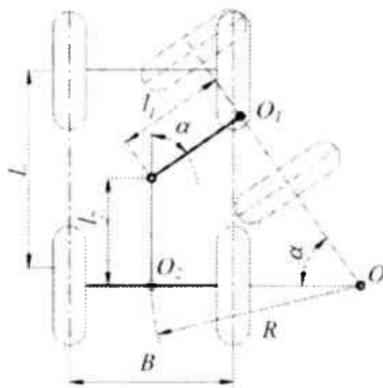


Рис.1.9. Схема поворота колесных тракторов с шарнирной рамой

Второй способ поворота (рис. 1.9), в основном, используется на полноприводных колесных тракторах общего назначения. Рама таких тракторов состоит из двух шарнирно сочлененных секций.

которые имеют возможность поворота относительно друг друга в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Изменение направление движения таких тракторов осуществляется путем поворота секции относительно друг друга в горизонтальной плоскости.

Третий способ поворота (рис. 1.10) применяется весьма редко. Изменение направления движения таких тракторов осуществляется либо поворотом передних и задних колес в разные стороны (см. рис.10.а) либо в одну сторону (см.рис.10, б). При повороте всех колес в одну сторону движения называется «крабом».

Четвертый способ поворота (рис. 1.11) применяется на тракторах четырьмя ведущими колесами, положение осей которых относительно остова при поворотах не изменяется, поворот достигается регулировкой ведущих моментов, передаваемых ведущим колесам.

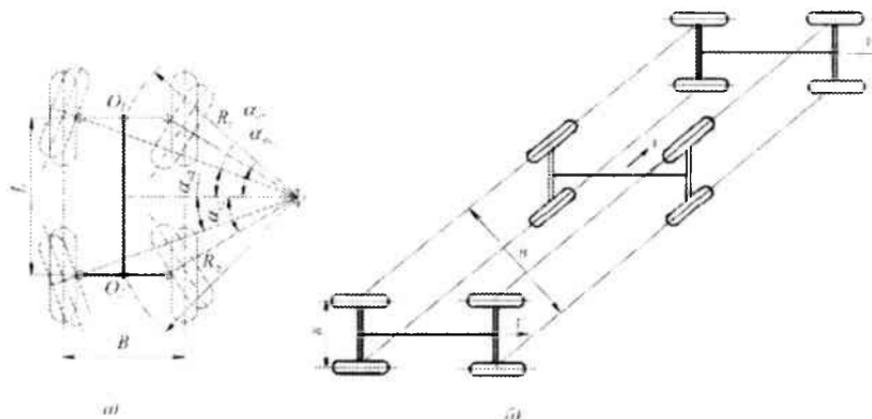


Рис.1.10. Схема поворота колесных тракторов со всеми отклоняемыми колесами в разные стороны (а) и в одну сторону (б)

Колесные трактора с такой схемой поворота называют тракторами с бортовым поворотом. Их поворот осуществляется уменьшением крутящего момента, подводимого к колесам отстающего борта, а при необходимости крутого поворота – их торможением. При этом радиус поворота равен половине колеи трактора, и поворот сопровождается скольжением шин всех колес. В некоторых тракторах этого типа для обеспечения поворота на месте предусмотрена возможность вращения колес отстающего и забегающего бортов в разные стороны.

Бортовая система поворота позволяет получить минимально возможные радиусы поворота (в пределе – равные половине раз-

мера колеи трактора). Поэтому машины, выполненные по этой схеме, обладают наиболее высокой поворотливостью и устойчивостью среди колесных тракторов.

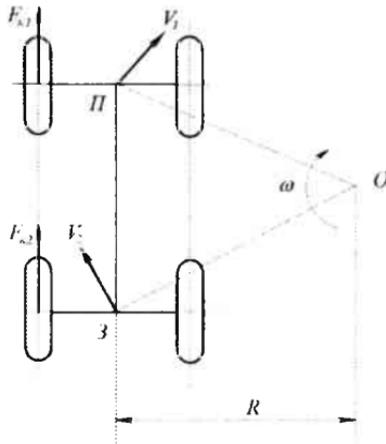


Рис.1.11. Схема бортового поворота колесных тракторов

Среди перечисленных способов поворот универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения, в основном, производится по первому способу.

Свойство колесного трактора совершать повороты с заданной кривизной траектории называют поворачиваемостью, степень которого характеризуется поворотливостью трактора.

Поворотливость трактора оценивается минимальным радиусом поворота (расстоянием от центра поворота до центра заднего моста).

Следует отметить, что теоретический радиус поворота отличается от действительного, причем в меньшую сторону из-за появления увода передних и задних колес трактора. Из работы [6] известно, что радиус поворота и смещение центра поворота зависят от базы трактора, углов поворота управляемых колес и углов увода шин передних и задних колес. В связи с этим различают три вида поворачиваемости колесного трактора.

1. Если при закрепленном рулевом колесе с увеличением скорости движения радиус поворота трактора уменьшается, то такое явление называют избыточной поворачиваемостью.

2. Явление увеличения радиуса поворота трактора с закрепленным рулевым колесом при увеличении скорости движения называют недостаточной поворачиваемостью.

3. Если радиус поворота не изменяется с увеличением скорости движения трактора с закрепленным рулевым колесом, то он обладает нейтральной поворачиваемостью.

Наиболее рациональным соотношением углов бокового увода шин передних колес является такое значение, при котором обеспечивается некоторая недостаточная поворачиваемость трактора. В этом случае движение трактора будет устойчиво и при поворотах не происходит большого увеличения радиуса поворота, т.е. не ухудшается его поворачиваемость.

Общее условие поворота – качение колес без скольжения, так как иначе затрудняется поворот и увеличивается износ шины. Это условие будет соблюдено, если геометрические оси колес пересекутся в мгновенном центре вращения (точка O), которую называют центром поворота. Во время поворота трактора вокруг точки O плоскость вращения каждого колеса – это касательная описываемой окружности, а радиус вращения перпендикулярен плоскости колеса. Расстояние от центра поворота до середины заднего моста называют радиусом поворота.

Минимальный радиус поворота – это радиус окружности, проведенной через середину следа наружного переднего колеса при движении трактора по круговой траектории наименьшего радиуса, при которой исключаются механические повреждения тягово-сцепных устройств или агрегируемых машин.

В зависимости от поворота передних колес трактора, нагрузки на крюке, применения тормозов радиус поворота может быть различным.

Возможные схемы поворота известных, а также вновь разрабатываемых колесных тракторов приведены на рис. 1.8 – 1.11.

Основой первого способа поворота колесного трактора является отклонение направления движения одной пары колес относительно другой. При этом в зависимости от колесной формулы трактора может отклоняться одно колесо или одна пара, или обе пары колес одновременно.

При двух отклоняемых парах уменьшается радиус поворота, но задние колеса выезжают в сторону, противоположную повороту. Угол отклонения колес механизма поворота α не совпадает с направлением движения из-за бокового увода шин. Углы бокового увода передних δ_{y1} и задних δ_{y2} шин находят по действующим на них осевым силам P_{os} из выражения

$$\delta_y = \frac{P_a}{K_y}. \quad (1.26)$$

Коэффициент сопротивления боковому уводу шин K_y составляет: для шин 12–38 при вертикальной нагрузке 1200 кгс и внутришинном давлении 1 кгс/см² – 150 кгс/град и для шин 6,5–20 при нагрузке 500 кгс и внутришинном давлении 1,8 кгс/см² – 65 кгс/град при предельных значениях $\delta_y < 4^\circ$ [2].

Согласно работе [2], статический радиус поворота R_n для колесного трактора:

– с одним направляющим колесом (см.рис. 1.8)

$$R_n = \frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}, \quad (1.27)$$

– с двумя направляющими колесами (см.рис. 1.9)

$$R_n = \frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha_{sp} - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}, \quad (1.28)$$

– со всеми отклоняемыми колесами (см.рис. 1.10)

$$R_n = \frac{L}{\sin(\alpha_{sp1} - \delta_1) + \sin(\alpha_{sp2} + \delta_2)}, \quad (1.29)$$

– с шарнирной рамой (см.рис. 1.11)

$$R_n = \frac{\frac{l_1}{\cos \alpha} + l_2}{\operatorname{tg}(\alpha - \delta_1) - \operatorname{tg} \delta_2}. \quad (1.30)$$

Все рассмотренные варианты поворота колесных тракторов (за исключением 3-колесного трактора с колесной формулой 3X2) не удовлетворяют агротехническим требованиям в хлопководстве из-за ограниченного размера разворотных полос в конце гонов. Однако ряд присущих тракторам с колесной формулой 3X2 недостатков наталкивает конструкторов на создание четырехколесного трактора с повышенной проходимостью и поворотливостью.

В последние годы в различных научных учреждениях и конструкторских организациях, в том числе и в СКБ «Трактор», проводятся научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию 4-колесных универсально-пропашных тракторов с высокой проходимостью и поворачиваемостью [11–14, 26]. При разработке таких тракторов за основу берутся специфические требования, предъявляемые и сформулированные, исходя из вида выполняемой ими работы, почвенно-климатических и иных условий, связанные с агротехникой возделывания той или иной культуры, где будет применен этот трактор.

Так, например, на основе изучения агрегатирования с универсально-пропашным трактором машин-орудий, проходимости и поворотливости трактора, а также устойчивости его к опрокидыванию с учетом подпрыгивания и галопирования определены специфические требования зоны хлопководства, предъявляемые к универсально-пропашным тракторам, которые заключаются в следующем:

– при выполнении транспортных работ, когда трактор движется на повышенных скоростях, для обеспечения хорошей устойчивости он должен иметь минимально допустимый клиренс и максимальную длину базы. Это объясняется тем, что при меньшей длине базы трактора на повышенных скоростях движения может произойти «подпрыгивание» и галопирование, а при большем клиренсе, следовательно, большем расстоянии центра тяжести от опорной поверхности на поворотах за счет центробежной силы трактор теряет устойчивость, что нежелательно;

– при выполнении междурядных работ, где скорость движения трактора небольшая, наоборот, для устранения повреждения высокостебельных растений и сбивания цветков и плодоеlementов трактор должен иметь максимальный клиренс, а для уменьшения размеров поворотных полос он должен иметь минимальный радиус поворота, следовательно, минимальную длину базы.

Выполнение специфических требований зоны хлопководства в совокупности с основными конструктивными требованиями к передним управляемым мостам колесных тракторов значительно повысит их потребительские свойства и расширит область их применения.

1.3. Основные конструктивные требования к передним управляемым мостам колесных тракторов

На 4-колесных универсально-пропашных тракторах классов 0,6 – 2,0 передние мосты, в основном, состоят из телескопических сопряженных труб, позволяющих изменять ширину колеи и Г-образных поворотных цапф, обеспечивающих повышенный дорожный просвет [26, 27].

На переднем мосту устанавливаются направляющие колеса с условием обеспечения устойчивого прямолинейного движения.

легкости поворота трактора, качения колес с минимальной затратой мощности, минимального износа шин и отсутствия колебаний. Для обеспечения данного условия направляющие колеса и поворотные цапфы переднего моста трактора устанавливаются под определенными углами относительно продольной, поперечной и горизонтальной плоскостям. К ним относятся:

– боковой наклон (развал) колеса к дороге под углом $\gamma_p = 1,5 - 4^\circ$ делается для того, чтобы компенсировать износ в шарнирах и подшипниках, а также деформацию деталей за счет уменьшения плеча обката и, следовательно, момента, необходимого для поворота колеса;

– сходимость колес (разность расстояния между колесами спереди и сзади, обычно 2 – 8 мм). Колеса, установленные с развалом, стремятся повернуться в сторону наклона, что вызывает проскальзывание и износ шин. Для устранения этого явления и вводится сходимость:

– боковой наклон шкворня поворотной цапфы под углом $\beta_n = 6 - 8^\circ$ делается для того, чтобы получить стабилизирующий момент, возвращающий колесо в продольную плоскость при отклонении (за счет подъема передней части трактора при обкатывании колеса вокруг наклонного шкворня) и уменьшить плечо обкатки. Это улучшает устойчивость прямолинейного движения и уменьшает момент, необходимый для поворота колеса;

– наклон шкворня в продольной плоскости под углом $\alpha_n = 2 - 3^\circ$ делается для получения стабилизирующего момента от боковых реакций почвы, улучшающего устойчивость прямолинейного движения. Наклон шкворня в продольной оси обеспечивается, в основном, наклоном всего корпуса трактора (подъем передней части).

Углы γ_p , β , α_n обеспечиваются конструкцией моста и не регулируются, регулируется лишь сходимость колес (угол δ) изменением длины поперечных рулевых тяг.

Вышеперечисленные параметры передних мостов направлены на улучшение управляемости трактора и соответственно хлопковых МТА. Однако из-за кинематических и динамических параметров хлопковых МТА происходит отчуждение значительной части посевных площадей на разворотные полосы что, наносит ощутимый ущерб экономике хозяйств-производителей в условиях хозяйственных, арендных и фермерских хозяйств.

1.4. Направления исследования по совершенствованию передних мостов универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения

Литературно-патентный обзор конструкций и анализ принципов работы передних мостов известных универсально-пропашных тракторов показали ряд их недостатков.

Опираясь на результаты известных работ, а также на опыт применения в хлопководстве передних мостов тракторов серийных отечественных, а также передовых зарубежных производителей, мы определили основные направления исследований (рис. 1.12) по совершенствованию их конструкции.

Опыт применения как 3-, так и 4-колесных отечественных и зарубежных универсально-пропашных тракторов в хлопководстве, а также анализ их конструкций показал необходимость совершенствования конструкции их передних мостов по направлениям: повышение устойчивости, проходимости и маневренности универсально-пропашного трактора.

В СКБ «Трактор» начаты научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по этим направлениям, включающим решение следующих задач:

- повышение устойчивости и агротехнической проходимости трактора за счет обеспечения без применения дополнительных монтируемых и демонтируемых устройств возможности изменения, в зависимости от вида выполняемых работ как клиренса, так и длины базы трактора;

- повышение тяговой возможности трактора путем перехода на полноприводной вариант за счет применения переднего ведущего моста;

- достижение равномерного распределения на передний и задний мосты трактора массы навешиваемых на него машин-орудий за счет перехода от традиционной задненавесной системы агрегатирования машин-орудий на комбинированную систему агрегатирования, т.е. навешивать машины-орудия на трактор как сзади, так и спереди, при необходимости также по бокам;

- минимизировать радиус поворота 4-колесного трактора до уровня 3-колесного, а в дальнейшем и меньше него за счет совершенствования конструкции переднего моста.

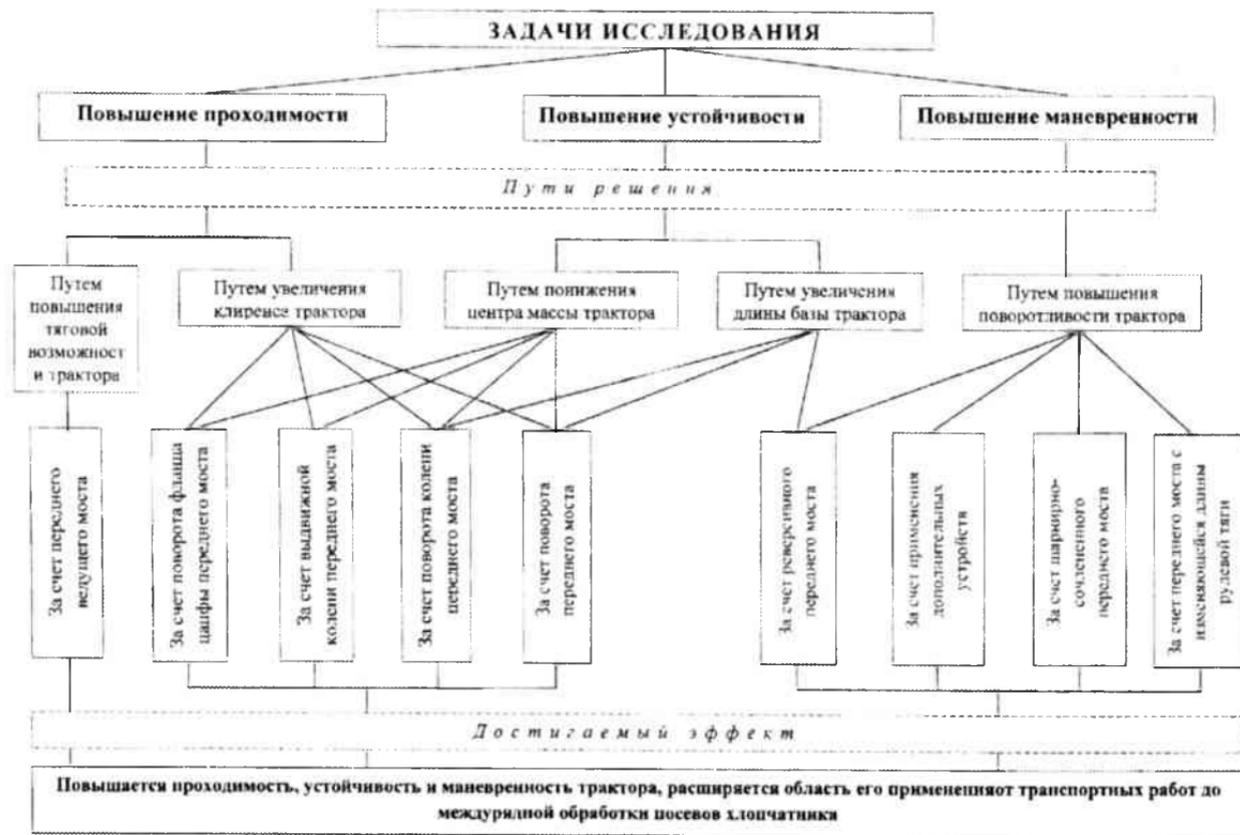


Рис.1.12. Основные направления исследования

Для решения поставленных задач определены основные направления исследования, которые для наглядного представления приведены схематично на рис. 1.12 в виде отдельных блоков.

Сформулированные направления исследования включают изыскание новых идей и разработок, а также технических решений по совершенствованию конструкции передних мостов с целью повышение маневренности, агротехнической проходимости и устойчивости трактора. При этом за основу берутся специфические требования и особенности возделывания хлопчатника и сопутствующих ему культур, а также необходимость непрерывного использования трактора в межсезонный период с ноября по март.

Сложившиеся экономические условия заставляют сельскохозяйственных товаропроизводителей переходить на новые методы ведения хозяйств, ориентироваться на сокращение численности парка машин за счет их универсализации. Особенно наглядно это прослеживается в совмещении объемов транспортных работ с полевыми работами на один и тот же трактор без использования для этого отдельно транспортного и пропашного тракторов. В решении этой и других подобных задач создание универсально-пропашного трактора с изменяющимся клиренсом и высокой маневренностью нашло бы свое бесспорное применение. Создание 4-колесного трактора, не уступающего по своим маневренным качествам трехколесному трактору, позволило бы решить вопрос применения в сельскохозяйственном производстве широкозахватных машинно-тракторных агрегатов, существенно повышающих производительность труда.

Глава 2

ПЕРЕДНИЕ МОСТЫ ДЛЯ ХЛОПКОВОДЧЕСКИХ ТРАКТОРОВ С ВЫСОКОЙ АГРОТЕХНИЧЕСКОЙ ПРОХОДИМОСТЬЮ

- 2.1. Конструкция переднего моста трехколесного хлопководческого трактора с высокой агротехнической проходимостью
- 2.2. Конструкции передних мостов для четырехколесных тракторов с высокой агротехнической проходимостью

Глава 2. Передние мосты для хлопководческих тракторов с высокой агротехнической проходимостью

2.1. Конструкция переднего моста трех колесного хлопководческого трактора с высокой агротехнической проходимостью

Как отмечалось последние несколько десятилетий основным энергетическим средством в хлопководстве является 3-колесный универсально-пропашной трактор ТТЗ-80.11 (рис. 2.1).

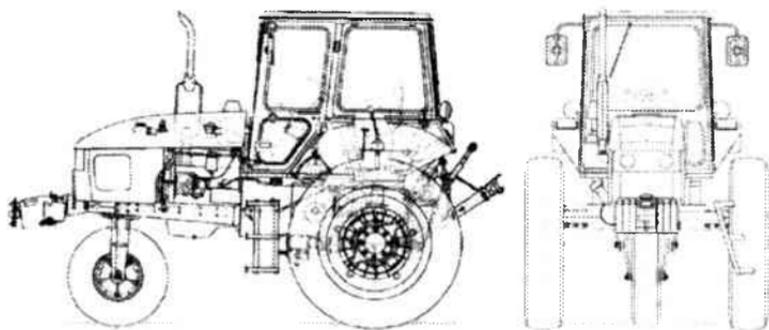


Рис.2.1. Универсально-пропашной трактор ТТЗ-80.11

Передняя одноколесная ось (рис. 2.2) хлопководческого 3-колесного трактора [28] представляет собой стальную фасонную вилку 11 с установленным на ней посредством оси 2 одним управляемым колесом на роликовых подшипниках 3. К вилке шпильками 6 прикреплен вертикальный поворотный вал 8. Вал установлен на специально-упорном шариковом подшипнике 7, размещенном в цилиндрическом кронштейне 9 переднего бруса, что облегчает поворот управляемого переднего колеса. Ось колеса установлена в назах 15 вилки 11 и закреплена гайками 13 и планками - замками

14, которые предохраняет ось от выхода из пазов вилки при отрыве колеса от опорной поверхности. Для облегчения поворота трактора передние колеса исполняют малого диаметра и с ободом малой ширины.

Управляемые колеса у 3- и 4-колесных тракторов схожие и только отличаются наличием оси или цапфы. Управляемое колесо у 3-колесного трактора состоит из диска 4, обода 12, образующих жесткую металлическую основу, на которую надевают эластичную шину. На универсально-пропашных тракторах хлопкового назначения устанавливают глубокий симметричный обод. Глубокая выемка обода облегчает монтаж шин, который имеет эластичный борт и удерживается на краях обода внутренним давлением воздуха.

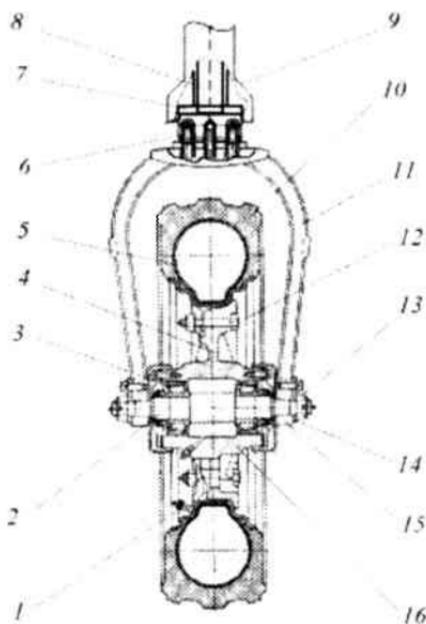


Рис.2.2. Передний мост хлопководческого 3-колесного трактора: 1 – вентиль, 2 – ось; 3 – роликовый подшипник; 4 – диск; 5 – камера; 6 – шпилька; 7 – специально-упорный шариковый подшипник; 8 – вертикальный поворотный вал; 9 – цилиндрический кронштейн; 10 – покрывка; 11 – вилка; 12 – обод; 13 – гайка; 14 – планка - замок; 15 – паза; 16 – ступица

Диски колес укрепляются на ступицах 16, устанавливаемых у направляющих колес на осях 2 или на цапфах и у ведущих колес

на ведущих полуосях. Давление воздуха в передних управляемых колесах устанавливают равным 0,2–0,25 МПа, а в ведущих колесах – 0,08–0,12 МПа.

На универсально-пропашных тракторах хлопкового назначения устанавливают, в основном, камерную шину. Камерная шина объединяет покрышку 10 и камеру 5 с вентилем 1. В отличие от автомобильных в тракторных шинах ободная лента не устанавливается.

Покрышка (рис. 2.3) состоит из каркаса 1, протектора 2, подшечного слоя – брекера 3, боковин 4 и бортов 5. Покрышки характеризуются внешними – D и внутренними – d диаметрами шириной B и высотой H профиля.

Каркас – основа покрышки, выполнен из нескольких слоев корда. Корд – прорезиновая ткань, изготовленная из хлопчатобумажного, капронового или вискозного волокна. Корд придает покрышке требуемую прочность и гибкость.

Протектор способствует надежному сцеплению шины с почвой и защищает ее от повреждений. Он выполняется из толстого слоя резины, имеющей на наружной поверхности почвозацепы, расположенные определенным образом – соответственно назначениям и условиям работы шины. Через борта покрышки проходят кольца из стальной проволоки, придающей бортам прочность и упругость.

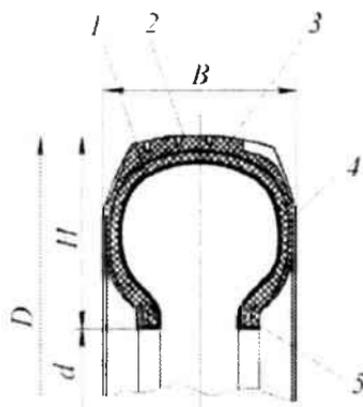


Рис.2.3. Покрышка: 1 – каркас; 2 – протектор; 3 – брекер; 4 – боковина; 5 – борта

Брекер служит для повышения сопротивления каркаса механическим повреждениям и увеличивает связь между протектором и каркасом. Боковина представляет собой поверхностный слой резины, защищающий боковые стенки покрышки от повреждений и

проникновения влаги, а камера – геометрический баллон с вентиляем, через который накачивают или выпускают воздух. Основная деталь воздушного вентиля – золотник, пропускающий воздух в камеру при ее накачивании и запирающий затем выход воздуха из камеры.

Выполнение у 3-колесных тракторов переднего моста вильчатым позволяет относительно просто получить необходимый агротехнический просвет 800–850 мм, улучшить вписываемость трактора в междурядья, уменьшить радиус его поворота при ограниченной ширине поворотной полосы и площадь уплотняемой поверхности. Все это важно при уходе за хлопчатником. Однако 3-колесные тракторы, как уже отмечалось (см. раздел 1.1), имеют ряд существенных недостатков, что сдерживает применение широкозахватных высокопроизводительных сельскохозяйственных машин в хлопководстве.

2.2. Конструкции передних мостов для четырех колесных тракторов с высокой агротехнической проходимостью

В хлопководстве для осуществления транспортных работ, а также выполнения предпосевных операций и посева некоторых культур используются 4-колесные универсально-пропашные тракторы МХ-135, МХМ-140, Arion 680, Axos, ТТЗ-100.10, ТТЗ-80.10, ТТЗ-30 [27, 29]. Наибольшее распространение среди которых получил ТТЗ-80.10 (рис. 2.4). Однако все эти тракторы являются низкоклиренсными, что не позволяет использовать их на междурядной обработке посевов хлопчатника.

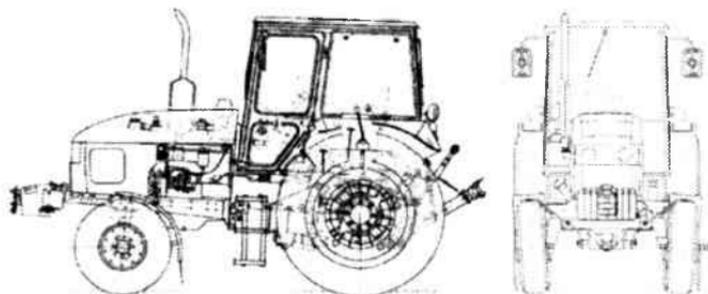


Рис.2.4. Универсально-пропашной трактор ТТЗ-80.10

Передний мост, установленный на универсально-пропашных тракторах, представляет собой качающуюся трубчатую балку телескопического типа, соединенную с передним брусом полурамы при помощи оси качания 6 и зафиксированную пальцем 7 (рис. 2.5).

С каждого конца в трубу передней оси 5 вставлен выдвижной кулак 4, состоящий из кронштейна и выдвижной трубы. Последняя может крепиться в трубе передней оси 5 в пяти положениях с интервалами 50 мм, что позволяет менять колею направляющих колес от 1240 до 1640 мм и от 1350 до 1750 мм посредством выдвижения кулаков 4 и фиксации их пальцами 8. В кронштейнах кулаков на двух втулках установлены поворотные цапфы 19.

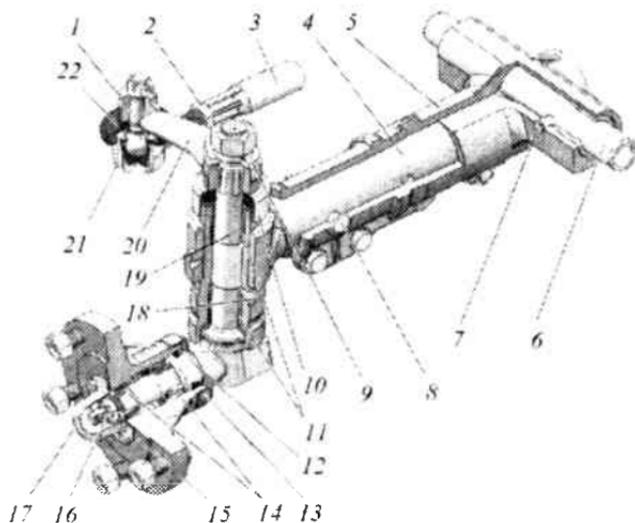


Рис.2.5. Передний мост универсально-пропашного трактора ТТЗ-80.10: 1 – шаровой палец; 2 – контргайка; 3 – поперечная рулевая тяга; 4 – выдвижной кулак; 5 – труба передней оси; 6 – ось качания; 7, 8 – пальцы; 9 – шайба или кронштейн крыла; 10 – защитный кожух; 11 – втулка; 12 – уплотнительная манжета; 13 – защитная обойма; 14 – роликоподшипники; 15 – ступица; 16 – гайка; 17 – колпак; 18 – масленка; 19 – правая поворотная цапфа; 20 – поворотный рычаг; 21 – корпус шарнира; 22 – защитный чехол

На верхних концах поворотных цапф закреплены поворотные рычаги 20, связанные с сошкой рулевого механизма при помощи поперечных рулевых тяг 3, образующих разрезную рулевую трапецию. Поперечные рулевые тяги 3 регулируются по длине и соеди-

няются с поворотными рычагами 20 и сошкой посредством шарниров. Шарниры состоят из шарового пальца 1, защитного чехла 22, корпуса шарнира 21 с верхними и нижними вкладышами и регулировочной пробкой.

Кроме указанного низкоклиренсного переднего моста, в литературно-патентных источниках встречаются различные конструкции передних мостов 4-колесных универсально-пропашных тракторов, в том числе и с высокой агротехнической проходимостью. Рассмотрим некоторые из них, наиболее приемлемые для использования в хлопководстве.

2.2.1. Передний мост с поворачиваемым фланцем цапфы

Одним из первых в республике 4-колесным универсально-пропашным трактором с изменяющимся клиренсом был Т-40 [8, 26]. Передний мост у этого трактора порталного типа и состоит из трубчатой балки, телескопически соединенной с кронштейнами колес, поворотных цапф, направляющих колес и трапеции рулевого управления (рис. 2.6). Балку 5 переднего моста при помощи оси качения 12 шарнирно крепят к брусу полурамы, поэтому передние колеса приспособляются к неровностям почвы независимо от положения трактора. Кронштейн 3 передних колес устанавливают в расточках с обеих сторон балки и фиксируют накладками 4 со штифтом. Накладки крепят хомутами 6. Шкворень 8 осевой цапфы поворачивается в двух втулках 2 и 7, запрессованных в кронштейн колеса. В нижней части шкворня установлен упорный шарикоподшипник 1. Осевая цапфа крепится к шкворню болтами 9. Рулевая трапеция состоит из двух поворотных рычагов 10 и поперечных рулевых тяг 11. Поворотные рычаги посажены на шлицы шкворней осевых цапф и затянуты болтами 13. Другой конец рычага шарнирно соединен с поперечной тягой рулевой трапеции, которая связана с сошкой рулевого управления.

У этого трактора дорожный просвет (рис. 2.7) под передней балкой 1 регулируют креплением фланца шкворня 2 поворотного кулака к фланцу цапфы 3 колеса в двух крайних положениях – в верхнем или нижнем. Это позволяет изменять дорожный (ровно так и агротехнический) просвет в передней части трактора в пределах $\Delta h = 150$ мм.

Просвет под задним мостом (рис. 2.8) изменяют, устанавливая каждую конечную передачу 3 под определенным углом относи-

тельно остова 1 трактора. Это достигается за счет поворота корпуса конечной передачи 3 относительно кожуха 2 полуоси заднего моста.

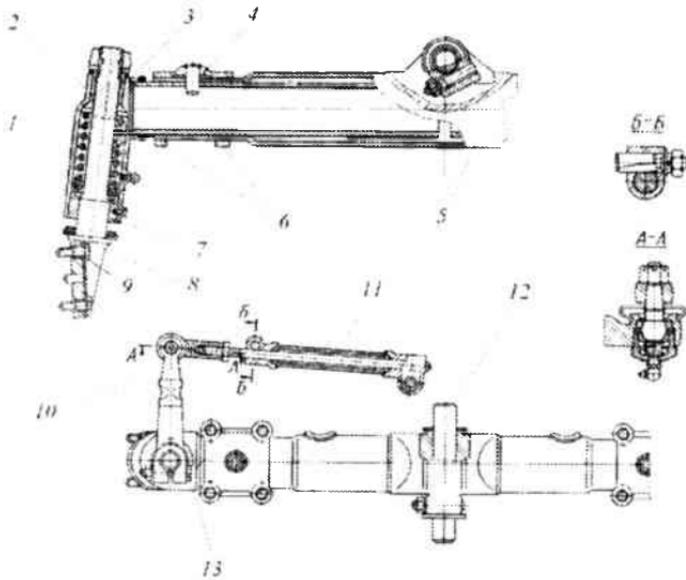


Рис.2.6. Передний мост универсально-пропашного трактора Т-40: 1 – шарикоподшипник; 2, 7 – втулки; 3 – кронштейн; 4 – накладка со штифтом; 5 – балка; 6 – хомут; 8 – шкворень; 9, 13 – болты; 10 – поворотный рычаг; 11 – поперечная рулевая тяга; 12 – ось качения

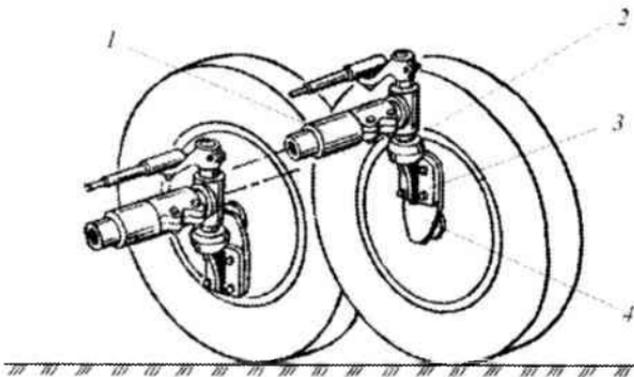


Рис.2.7. Регулировка дорожного просвета трактора Т-40 под передним мостом: 1 – балка; 2 – шкворень; 3 – фланец шкворня; 4 – фланец цапфы

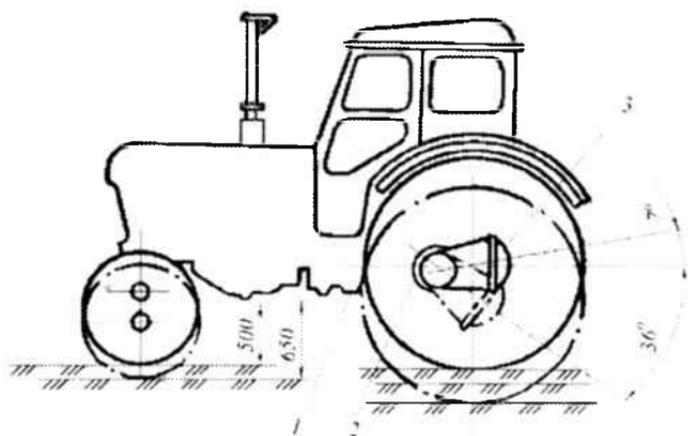


Рис. 2.8. Регулировка дорожного просвета под задним мостом: 1 – остов; 2 – кожух полуоси; 3 – корпус конечной передачи

Недостатком переднего моста данного универсально-пропашного трактора является то, что принятое в этом тракторе техническое решение позволяет изменить дорожный просвет только в двух жестко фиксированных положениях от 500 до 650 мм, что недостаточно для междурядных обработок хлопчатника, где агротехнический просвет должен быть не менее 850 мм.

2.2.2. Передний мост с регулируемым углом установки колена

Данный передний мост – порталного типа с поддрессоренной поворотной цапфой и переменной колеей ведомых управляемых колес, новизна которой защищена патентом [11]. Он (рис. 2.9 и 2.10) состоит из трубчатой стальной балки 1, шарнирно соединенный посредством ушек 4 с передним брусом 2 полурамы осью 3 с возможностью качения относительно этой оси в поперечной плоскости.

С обеих сторон трубчатую стальную балку 1, концы которой являются неразрезными, вставлены выдвижные кулаки, выполненные в виде полых Г-образных изготовленных из полых труб колена 16, имеющие два ряда – а и б сквозных отверстий 18 для регулирования ширины колеи и поворота колена 16, в которые установлены фиксаторы 17. Причем один ряд (а) отверстий предназначен для регулирования ширины колеи при низкоклиренсном положении

колес осуществляется с помощью рычага 5, который посредством шкворня 8 и полуоси 9 поворачивает управляемые колеса.

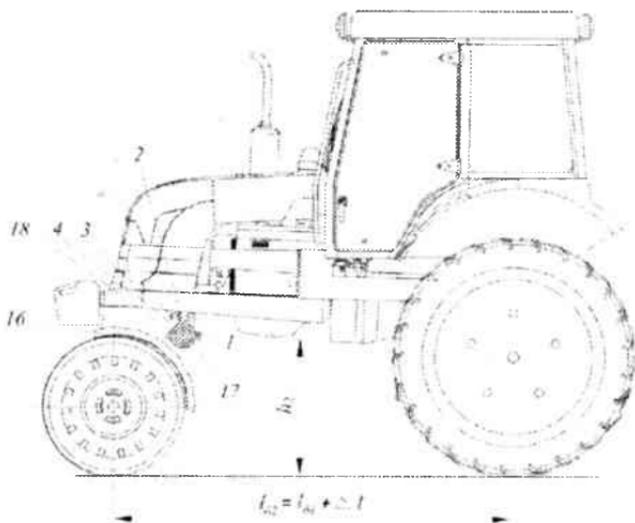


Рис.2.10. Универсально-пропашной трактор, снабженный передним мостом с регулируемым углом установки колена в варианте, настроенном на транспортную работу: 1 – балка; 2 – передний брус полурамы; 3 – ось; 4 – ушко; 16 – Г-образное колесо; 17 – фиксатор; 18 – отверстия для регулирования ширины колеи и поворота колена

Изменение агропросвета и длины базы достигаются за счет поворота и фиксации фиксатором 17 колена 16 вперед на угол α_2 (рис. 2.11) или назад на угол α_1 , а также взаимной перестановки фланцев 12 и 13.

Отличительная особенность этого моста заключается в следующем:

- при выполнении транспортных работ, когда трактор двигается на повышенных скоростях, для обеспечения хорошей устойчивости передний мост переводится на низкоклиренсный вариант, обеспечивающий минимально допустимый дорожный, соответственно, агротехнический просвет и максимальную длину базы, повышая тем самым устойчивость трактора;

- при выполнении междурядных работ, где скорость движения трактора небольшая, передний мост, наоборот, переводится на высококлиренсный вариант, обеспечивающий максимально допустимый дорожный, соответственно агротехнический просвет и

минимальную длину базы, тем самым уменьшая размеры поворотных полос и устраняя повреждения растений и сбивание цветков и плодоземелентов.

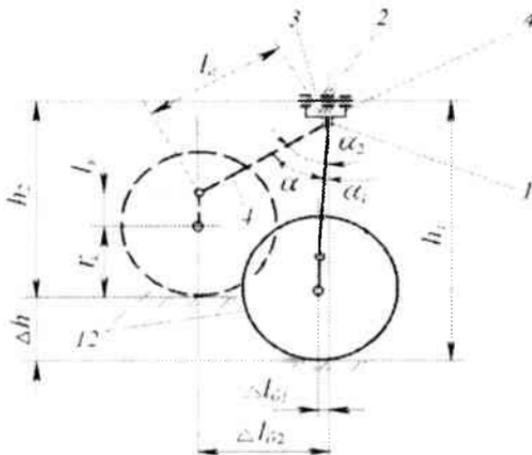


Рис.2.11. Расчетная схема: 1 – балка; 2 – передний брус полурамы; 3 – ось; 4 – ушки

Это достигается следующим образом.

При использовании трактора на транспортных работах Г-образное колено 16 (см. рис. 2.9; 2.10) устанавливается относительно вертикали под углом α_2 , и в отверстие 18 вставляется фиксатор 17. При этом фиксированное значение угла α_2 , согласно расчетной схеме (рис.2.11) определяется из следующего выражения:

$$\alpha_2 = \arccos \frac{h_2 - r_k - l_k}{l_n} \quad (2.1)$$

где α_2 – угол установки фиксированного положения колена при работе трактора на транспортной работе, градус;

h_2 – дорожный просвет при работе трактора на транспортной работе, м;

r_k – радиус переднего управляемого колеса, м;

l_k^* – высота от полуоси поворотных цапф до оси фланца крепления кулака к фланцу Г-образного колена, м;

l_n – длина Г-образного колена, м.

При этом фланцы 12 и 13 также поворачиваются относительно друг друга на угол α_2 и фиксируются болтами 14. В этом случае дорожный просвет трактора будет минимальным (h_2), а база трактора

– максимальной (l_{62}). Это обеспечивает устойчивость трактора на поворотах и исключает галопирование трактора на повышенных скоростях движения. Это объясняется следующими соображениями.

Как отмечалось (см. раздел 1.2.2), при поворотах за счет центробежной силы $P_{ц}$ возникает опрокидывающий момент M_o , который стремится опрокинуть трактор относительно точки N . Величина опрокидывающего момента в соответствии с рис. 1.5 определяется из следующего выражения

$$M_o = (P_{цх} - G_{mx}) h_o, \quad (2.2)$$

где M_o – опрокидывающий момент, Нм;

$P_{цх}$ – составляющая по оси X центробежной силы $P_{ц}$, Н;

G_{mx} – составляющая по оси X силы тяжести трактора G_m , Н;

h_o – плечо опрокидывающего момента, м.

Так как $h_{ц1}^2 > h_{ц2}^2$, то $M_{o1} > M_{o2}$, следовательно, при варианте настроенном на транспортную работу, трактор к опрокидыванию более устойчив.

При использовании универсально-пропашного трактора на междурядной обработке посевов хлопчатника и других технических культур (рис. 2.12) Г-образное колено 16 устанавливается относительно вертикали под углом α_1 и в отверстие 18 вставляется фиксатор 17. При этом фиксированное значение угла α_1 согласно расчетной схеме (рис. 2.11) определяется из следующего выражения

$$\alpha_1 = \arccos \frac{h_1 - r_k - l_k}{l_n}, \quad (2.3)$$

где α_1 – угол установки фиксированного положения колена при работе трактора на междурядных обработках, градус;

h_1 – дорожный просвет при работе трактора на междурядных обработках, м.

При этом фланцы 12 и 13 также поворачиваются относительно друг-друга на угол α_1 и фиксируются болтами 14. В этом случае агротехнический просвет трактора будет максимальным, а база трактора минимальной (l_{o1}). Следовательно, трактор из-за достаточного агротехнического просвета на междурядьях посевов движется без повреждения растений и без сбивания цветов и плодовых элементов, а минимальная длина базы обеспечивает минимальный радиус поворота трактора на концах гона.

Итак для перевода трактора с низкоклиренсного варианта на высококлиренсный необходимо повернуть Г-образное колено от-

носителю оси телескопически сопряженных труб балки на угол, определяемый из выражения

$$\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = \arccos \frac{h_2 - r_k - l_k}{l_a} - \arccos \frac{h_1 - r_k - l_k}{l_a}, \quad (2.4)$$

где α – угол поворота Г-образного колена внутренней трубы относительно наружной трубы балки, градус.

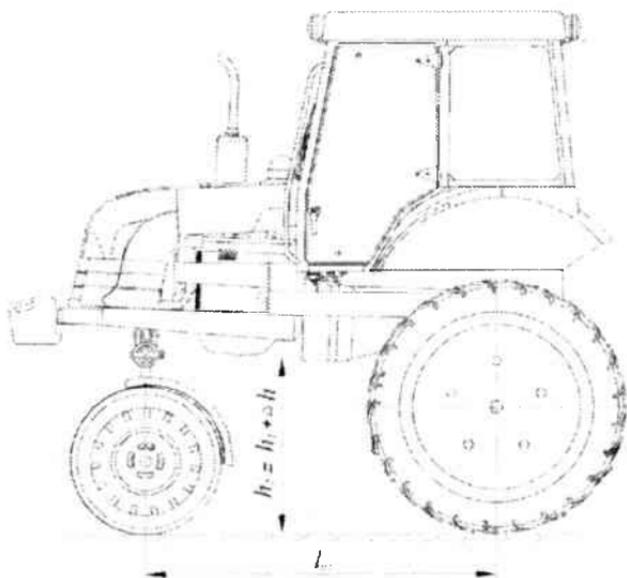


Рис.2.12. Универсально-пропашной трактор, снабженный передним мостом с регулируемым углом установки колена, в варианте, настроенном на между-рядную обработку

Например, для универсально-пропашного трактора, имеющего $r_k = 0,45$ м; $l = 0,2$ м; и $l_a = 0,3$ м, для изменения агротехнического просвета от $h_2 = 0,68$ м до $h_1 = 0,9$ м в соответствии с уравнениями (2.1), (2.2) и (2.3) угол поворота Г-образного колена внутренней трубы относительно наружной трубы балки должен быть $\alpha = 50^{\circ}36'$.

Из произведенного расчета видно, что для переналадки универсально-пропашного трактора с варианта, настроенного на между-рядную обработку посевов хлопчатника, на вариант, настроенный на транспортную работу, необходимо повернуть Г-образное колено на угол $50^{\circ}36'$. При чем длина базы трактора увеличится на величину

$$\Delta l = \Delta l_{62} - \Delta l_{61} = l_a \sin \alpha_2 - l_a \sin \alpha_1 \approx 0,131 \text{ м}. \quad (2.5)$$

Таким обзором, за счет применения переднего моста с регулируемым углом установки колена можно добиться изменения как агротехнического просвета, так и длины базы трактора.

2.2.3. Передний мост с выдвижным коленом

Данный передний мост также является мостом порталного типа с подрессоренной поворотной цапфой и переменной колесей ведомых управляемых колес. От серийного переднего моста отличается тем, что колено у этого моста для изменения клиренса трактора выполнено выдвижным, новизна которого защищена патентом [14].

Передний мост (рис. 2.13) состоит из трубчатой стальной балки 3, шарнирно соединенный с передним брусом 1 полурамы осью 2 и имеет возможность качения относительно этой оси в поперечной плоскости.

С обеих сторон трубчатую стальную балку 3, концы которой являются не разрезными, вставлены выдвижные колени «К», выполненные из полых труб 4 и 6, жестко закрепленных между собой в Г-образной форме. Полая труба 4 телескопически сопряжена с трубчатой стальной балкой 3 и имеют сквозные отверстия для регулирования ширины колеи, в которые установлены фиксаторы 19, а вовнутрь другой полой трубы 6 со стороны наружного конца помещена подвижная труба 17 и фиксирована стопорными болтами 18. Внутри подвижной трубы 17 помещена шлицевая труба 16, жестко закрепленная глухим торцом к цапфе 11 направляющего колеса 9 и свободно вращающаяся на втулках 8, размещенных внутри обоймы 15.

Внутри сопряженной полой 6 и подвижной 17 трубы также размещен шлицевый вал 7, к наружному концу которого закреплен рычаг 5 механизма поворота направляющего колеса 9, а другим концом он свободно помещен внутри шлицевой трубы 16, закрепленной к цапфе 11 направляющего колеса 9. Шлицевой вал 7 вместе шлицевой трубой 16 выполняет функцию выдвижного шкворня.

Шлицевая труба с цапфой для гашения ударов подпружинена 14. При этом пружина 14 с одной стороны упирается в корпус упорного шарикоподшипника 13, свободно посаженной на шлицевой трубе 16 и упирающегося к тарелке 12 жестко закрепленной к цапфе 11 направляющего колеса 9, а с другой стороны – к диску 10, жестко закрепленному к трубе 17.

Таким образом, у универсально - пропашного трактора колено переднего моста со стороны поворотной цапфы выполнено в виде телескопически сопряженных выдвижных труб с длиной, ре-

гулируемой путем выдвижения и фиксации их положении относительно друг друга стопорными болтами. Причем для обеспечения непрерывной связи рычага рулевого управления с поворотной цапфой шкворень выполнен выдвижным в виде шлицевого вала, свободно помещенного в подпружиненной шлицевой трубе, закрепленной наружным торцом к поворотной цапфе направляющего колеса. При этом шлицевая труба посажена на втулках обоймы, выполненной с возможностью перемещения в осевом направлении внутри телескопически сопряженных выдвижных труб.

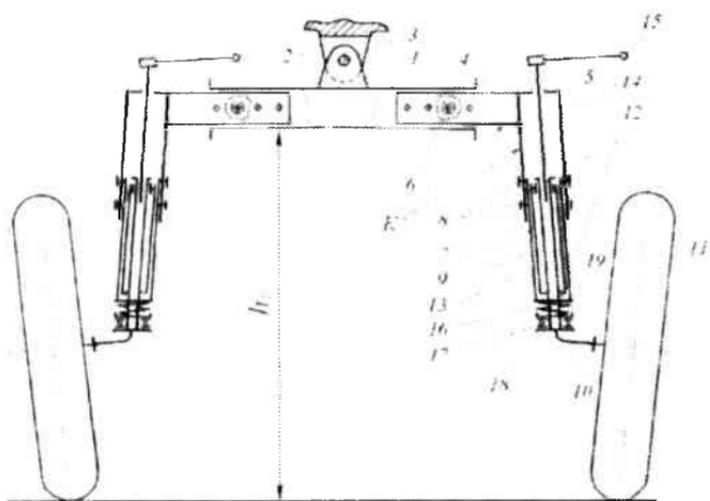


Рис. 2.13. Схема переднего моста с выдвижным коленом, настроенным на высококлиренсный вариант: 1 – передний брус полурамы; 2 – ось; 3 – балка; 4 и 6 – полые трубы; 5 – рычаг механизма поворота; 7 – шлицевый вал; 8 – втулка; 9 – направляющее колесо; 10 – диск; 11 – цапфа; 12 – тарелка; 13 – упорный шарикоподшипник; 14 – пружина; 15 – обойма; 16 – шлицевая труба; 17 – подвижная труба; 19 – фиксатор; 18 – болт

Переход на тот (см. рис. 2.13) или иной (рис. 2.14) клиренс осуществляется следующим образом.

При использовании трактора в высококлиренсном варианте, на междурядных обработках посевов хлопчатника, подвижная труба 17 перемещается в наружную сторону полой трубы 6 выдвижного колена «К» (см. рис. 2.13) и фиксируется стопорными болтами 18. При этом вместе с подвижной трубой 17 перемещается по шлицевому валу 7 и шлицевая труба 16, не прерывая связи рычага поворота 5 с цапфой 11 направляющего колеса 9. В результате этого

агротехнический просвет трактора будет максимальным (h_1), что обеспечивает движение трактора без повреждения растений и сби-вания цветков и плодэлементов.

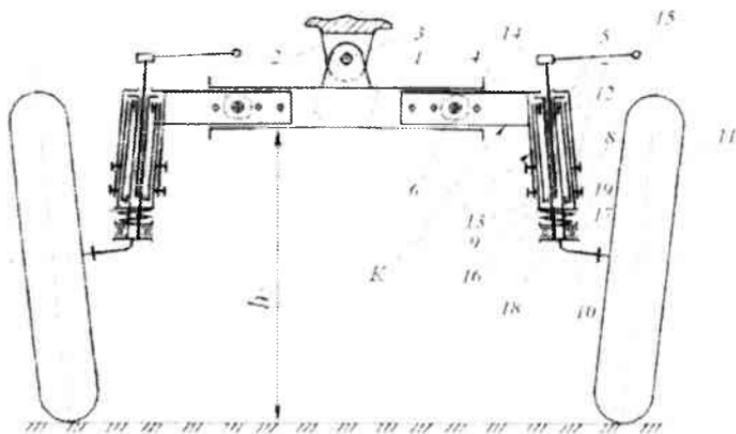


Рис. 2.14. Схема переднего моста с выдвижным коленом, настроенным на низкоклинренный вариант

При использовании трактора в низкоклинренном варианте (см. рис. 2.14) на транспортных работах подвижная труба 8 перемещается до конца вовнутрь полой трубы 6 выдвижного колена «К» и фиксируется стопорными болтами 11. При этом вместе с подвижной трубой 8 перемещается по шлицевому валу 14 и шлицевая труба 17, не прерывая связи рычага поворота 7 с цапфой 14 направляющего колеса 10. В этом случае агротехнический просвет трактора будет минимальным (h_2), что обеспечивает устойчивость трактора на поворотах.

Наличие как в первом, так и во втором вариантах использования трактора пружины 16 и возможность свободного перемещения обоймы 18 вместе с цапфой 14 по осевому направлению внутри сопряженных труб 6 и 8 гасят ударные нагрузки, воспринимаемые направляющим колесом 10.

Таким образом, снабжение универсально-пропашного трактора с передним мостом с выдвижным шкворнем позволяет без существенного конструктивного изменения использовать его как на транспортной, так и на междурядной обработке посевов хлопчатника и других технических культур.

Глава 3

ПЕРЕДНИЕ МОСТЫ ДЛЯ ХЛОПКОВОДЧЕСКИХ ТРАКТОРОВ С ПОВЫШЕННОЙ МАНЕВРЕННОСТЬЮ

- 3.1. Основные задачи по разработке общих конструктивных решений для повышения маневренности хлопководческих тракторов
- 3.2. Конструкции двухколесного переднего моста для тракторов повышенной маневренности
- 3.3. Особенности трансмиссии универсально-пропашного трактора для установки ГДМП
- 3.4. Гидравлическая система четырехколесного универсально-пропашного трактора с функциональным передним мостом

Глава 3. Передние мосты для хлопководческих тракторов с повышенной маневренностью

3.1. Основные задачи по разработке общих конструктивных решений для повышения маневренности хлопководческих тракторов

В соответствии с поставленной задачей предстояло изыскать техническое решение и новые способы повышения маневренности и устойчивости и на их основе создать высокоманевренный 4-колесный хлопководческий трактор с широким диапазоном использования. Причем повышенную маневренность необходимо достичь за счет не только конструктивных проработок новых вариантов переднего моста и механизмов его управления, но и внедрения в конструкцию трактора новых дополнительных устройств, повышающих его маневренность.

Исходя из достигаемого конечного результата, задачу можно условно подразделить на следующие этапы:

- создание 2-колесного бесприводного переднего моста для тракторов 4К2 с большими углами поворота, в том числе высококлиренсного;

- создание 2-колесного бесприводного переднего моста, обеспечивающего при необходимости изменение длины базы трактора 4К2;

- создание гидравлического дифференциального механизма поворота, предназначенного для уменьшения радиуса поворота для всех режимов поворота тракторов 4К2 и 4К4 и в обязательном порядке – для разворота на месте трактора 4К2 без активного привода переднего моста;

- создание высококлиренсного 2-колесного ведущего переднего моста для высокоманевренных тракторов 4К4 с большими углами

поворота для разработки широкозахватных и комбинированных тракторных агрегатов на базе 4-колесной полноприводной энергетики.

Для решения задач по повышению маневренности универсально-пропашных тракторов как в СКБ «Трактор», так и в других НИИ и КБ проводятся научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по нескольким направлениям. Приведем некоторые результаты этих работ.

3.2. Конструкции двух колесного переднего моста для тракторов повышенной маневренности

В литературно-патентных источниках встречаются различные конструкции передних мостов тракторов с повышенной маневренностью. Их можно условно разделить на две группы. Первая группа таких тракторов снабжается специальными устройствами, позволяющими повысить их поворотливость. Ко второй группе относятся тракторы с измененными конструкциями как переднего моста, так и механизма его управления. Рассмотрим некоторые из них, наиболее приемлемые для использования в хлопководстве.

3.2.1. Специальные устройства для повышения маневренности серийных передних мостов

подавляющее большинство посевных площадей в республике характеризуется мелкоконтурностью и в этой связи значительная часть от общего пути трактора затрачивается на развороты и заезды. Поэтому наиболее распространёнными особенностями сельскохозяйственного производства являются геометрические ограничения на движения машинно-тракторных агрегатов на поворотных полосах. Следовательно, вопрос минимизации радиуса поворота МТА имеет первостепенное значение при решении этих задач, особенно в совокупности с уменьшением непроизводительных затрат времени на его осуществление.

Учитывая тот факт, что повороты и заезды в среднем составляют 10–12 % от общего пути агрегата, а на коротких участках этот показатель достигает 40% и более вопросы, связанные с поворачиваемостью тракторного агрегата являются в настоящее время актуальными [30].

В последние годы в ведущих зарубежных компаниях, а также научных учреждениях и конструкторских бюро проводятся работы, направленные для улучшения поворотливости трактора и сокращение непроизводительных затрат времени на загонах при переориентации МТА на выполнение рабочего хода в обратном направлении. Так, например, компания NEW HOLLAND тракторов серии T8000 стала оборудовать передними мостами нового поколения Super Steer™ (рис. 3.1).



Рис.3.1. Передний мост трактора серии T8000 компании NEW HOLLAND

Отличительной особенностью этого трактора является то, что он оборудован передним мостом нового поколения Super Steer™, осуществляющим кроме поворота цапфы, поворот еще и балки переднего ведущего моста на некоторый угол.

Передний мост нового поколения Super Steer™ можно установить на любой трактор серии T8000, например, на тракторах модели T8020, T8030 и T8040. Конструкция переднего моста нового поколения Super Steer™ позволяет осуществить угол поворота направляющих колес до 65° , что дает возможность уменьшить радиус поворота трактора и тем самым сократить ширину поворотной полосы на 30% (рис. 3.2).

В отличие от компании NEW HOLLAND в Белорусском национальном техническом университете [31] для повышения маневренности 4-колесного трактора предложено несложное устройство – опорное колесо / рояльного типа (рис. 3.3). Оно может быть

установлено на переднюю навесную систему 2 трактора и обеспечит быстрый его поворот практически на одном месте, позволяя снизить непроизводительные затраты времени, составляющие до 20-30% времени смены, в несколько раз [2].

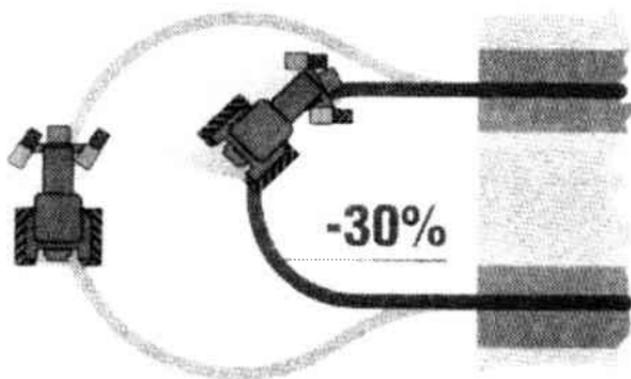


Рис.3.2. Схема поворота трактора, оборудованного передним мостом Super Steer™

Опорное колесо 1 может быть установлено на дополнительном механизме навешивания 2 с возможностью свободного вращения в вертикальной и поворота в горизонтальной плоскостях, причем оси вращения и поворота колеса скрещиваются под прямым углом.

Минимизировать радиус поворота трактора позволяет оперение его передней части на опорное колесо, имеющего возможность самоустанавливаться в направлении движения, а поворачивающий момент создавать за счет раздельного притормаживания или привода задних колесных движителей в противоположных направлениях.

Поворот трактора осуществляется вокруг точки в центре давления (пятно контакта колеса с поверхностью поля), т.е. вокруг заторможенного левого при повороте налево, или правого – при повороте направо колеса. При перемещении вниз опорное колесо, упирается в поверхность поля и приподнимает на ней переднюю пару колесных движителей. Такой поворот наиболее уместен при междурядной обработке посевов хлопчатника, когда трактор должен совершать рабочий ход в обратном направлении вплотную рядом с только что выполненным рабочим ходом.

Эффективность применения этого устройства убедительно доказана в работе [30], где радиус поворота трактора Т-28 «Влади-

мирец» на грунте без опорного колеса составил 6,7 м, а с опорным колесом в тех же условиях – 2,4 м.

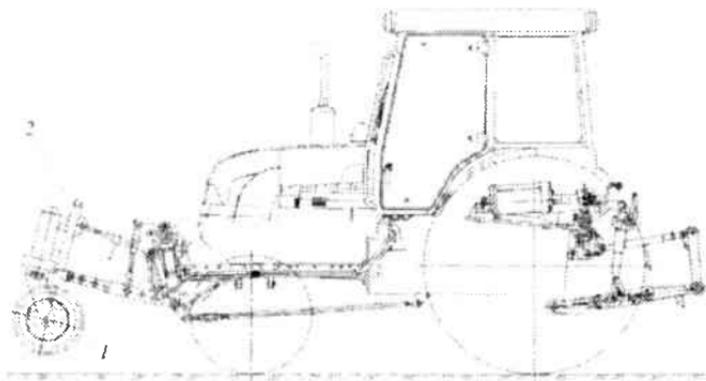


Рис.3.3. Специальное устройство для повышения поворотливости трактора

Эффективность применения данного устройства очевидна при междурядной обработке посевов хлопчатника. При осуществлении междурядной обработки посевов хлопчатника трактор вынужден совершать обратный рабочий ход так, что одно из задних колес (со стороны необработанного участка) трактора должно проходить обратно по тому же следу, только что оставленной при прямом рабочем ходе. Это при отсутствии данного устройства требует совершения 4-колесным трактором на загоне не простых поворотов, а грушевидных разворотов и большой ширины загона, и, возможно, и сложного маневрирования. Следовательно, применение данного устройства позволяет использовать 4-колесный трактор при междурядной обработке посевов и сократить время и уменьшить место на разворот.

3.2.2. Реверсивный передний мост

Для повышения устойчивости и маневренности, а также расширения диапазона применения 4-колесного универсально-пропашного трактора в СКБ «Трактор» начаты работы по созданию реверсивного переднего моста, что позволяет изменить наряду с клиренсом и длину базы трактора, новизна которой защищена патентом [13].

Реверсивный передний мост (рис. 3.4) состоит из трубчатой стальной балки 1, шарнирно соединенной с передним брусом 2

полурамы осью 3 и может качаться относительно этой оси в поперечной плоскости.

С обеих сторон трубчатую стальную балку 1, концы которой являются неразрезными, вставлены выдвижные кулаки «К», состоящие из сваренных между собой полых труб 4 с приваренными кронштейнами 5, под углом α в поперечно-вертикальной плоскости полых труб. Часть каждой полой трубы 4, расположенная внутри трубчатой стальной балки 1, имеет сквозные отверстия для регулирования ширины колеи, в которые установлены фиксаторы 6.

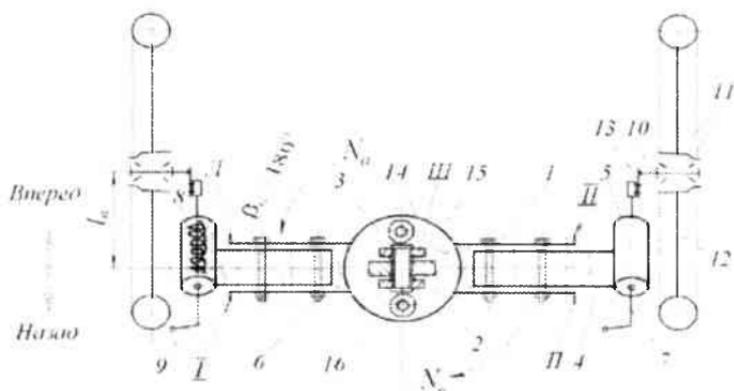


Рис.3.4. Реверсивный передний мост, вид сверху

Во втулках кронштейна 5 выдвижного кулака «К» вращается поворотная цапфа, состоящая из шкворня 7 подрессоренной пружиной 8. К верхнему концу шкворня закреплен поворотный рычаг 9, а к нижнему концу – полуось 10, к которой посредством радиально-упорного роликового подшипника 11 посажено переднее управляемое колесо 12. Поворот управляемых колес осуществляется с помощью поворотного рычага 9.

Нагрузка от остова трактора через кронштейны 5 и пружины 8 передается на полуоси 10 поворотных цапф и далее через радиально-упорные роликовые подшипники 11 – на передние управляемые колеса 12. Причем полуось 10 поворотной цапфы можно закрепить к шкворню напрямую или через промежуточный фланец 13, имеющий возможность установки в двух крайних положениях для изменения дорожного просвета в передней части трактора в пределах Δh .

Изменение длины базы трактора достигается за счет реверсной установки колена переднего моста, что и послужило основной названию переднего моста «реверсивный».

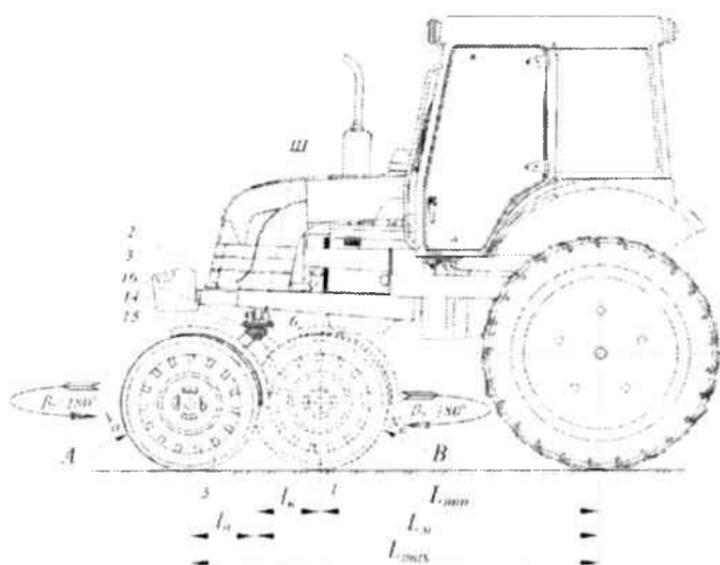


Рис.3.5. Схема настройки универсально-пропашного трактора: А – на транспортную работу (сплошная линия) и В – на междурядную (пунктирная линия) обработку посевов

Реверсная установка колена осуществляется посредством шарнира «Ш». Шарнир «Ш» выполнен с возможностью установки трубчатой стальной балки в двух положениях (рис. 3.5), соответствующих его фиксированным поворотам в горизонтальной плоскости на угол 180° , при которых передние направляющие колеса занимают соответственно положение «А» или «В». Для этого закрепляет трубчатую стальную балку 1 к шарниру посредством двух поворотных платформ, одна 14 из которых посредством оси прикреплена к переднему брусу 2, а вторая 15 закреплена на трубчатой стальной балке 1 одной стороной, а второй соединена с первой 14 платформой.

Поворотные платформы 14 и 15, в зависимости от применения трактора на транспортной работе или на междурядной обработке посевов, фиксируется в двух противоположных положениях фиксаторами 16, при которых, как отмечалось передние направляющие колеса занимают соответственно положения «А» или «В». Вследствие этого, на междурядных обработках путем уменьшения длины базы трактора достигается уменьшение радиуса поворота трактора на концах гона. Следовательно, уменьшается ширина

поворотной полосы, а на транспортных работах, наоборот, путем увеличения базы трактора достигается снижение галопирования при его движении на повышенных скоростях.

Это достигается тем, что на реверсивном переднем мосте кронштейн со шкворней поворотной цапфы (рис. 3.6) отклонены относительно вертикали на угол α , определяемый из выражения

$$\alpha = \arctg \frac{L_{\max} - L_{\min}}{2l_k}, \quad (3.1)$$

где α – угол наклона кронштейна со шкворней относительно вертикали, градус;

L_{\max} , L_{\min} – соответственно максимальная и минимальная база трактора, м;

l_k – расстояние от оси качения колес до оси симметрии трубчатой стальной балки переднего моста, м.

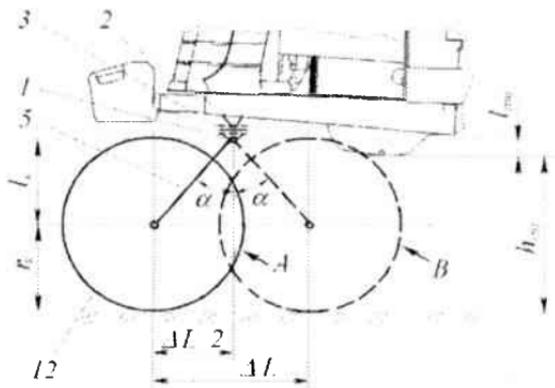


Рис.3.6. Расчетная схема:

Здесь

$$l_k = h_{оп} + l_{тв} - r_k, \quad (3.2)$$

где $h_{оп}$ – дорожный просвет трактора, м;

$l_{тв}$ – расстояние от оси шарнира, соединяющей трубчатой стальной балки с передним брусом полурамы, до нижней точки трактора, определяющей его дорожный просвет, м;

r_k – радиус переднего управляемого колеса, м.

При таком исполнении переднего моста при повороте трубчатой стальной балки в ту N_a или иную N_a сторону на угол $\beta_n = 180^\circ$ передние управляемые колеса трактора выкатываются на величину l_n реверсивно или вперед трактора или, наоборот, назад в сторо-

ну задних колес. Следовательно, в первом случае база трактора L увеличивается и равна

$$L_{\max} = L_M + l_{\alpha}, \quad (3.3)$$

а во втором, наоборот, уменьшается и составляет

$$L_{\min} = L_M - l_{\alpha}, \quad (3.4)$$

где L_M – расстояние от оси симметрии заднего моста до оси симметрии трубчатой балки переднего моста, м;

l_{α} – расстояние от оси симметрии трубчатой балки до оси вращения переднего управляемого колеса, м.

Возможность изменения длины базы трактора от L_{\min} до L_{\max} создает предпосылки для устранения вышеуказанных недостатков серийных универсально-пропашных тракторов. Это происходит следующим образом.

При использовании трактора на транспортных работах (рис. 3.3; 3.4) кронштейн 5 со шкворней 7 поворотной цапфы отклоняется на угол α вперед по ходу движения трактора. В результате левая «Л» и правая «П» части трубчатой стальной балки l занимают соответственно положения I и II . Для этого поворотную платформу 15 устанавливают в положение «А» (рис. 3.5) и фиксируют фиксатором 16. В этом варианте длина базы трактора будет максимальной, так как передние колеса из-за отклонения кронштейна 5 со шкворней 7 поворотной цапфы относительно вертикали под углом α выкатываются вперед по ходу движения трактора. Здесь угол α определяется из следующего выражения:

$$\alpha = \arctg \frac{\Delta L}{2l_{\alpha}}, \quad (3.5)$$

где $\Delta L = L_{\max} - L_{\min}$.

В этом случае из-за максимальной базы устойчивость трактора улучшается, а его галопирование на повышенных скоростях движения в соответствии с уравнениями (1.10) и (1.11) снижается.

При использовании универсально-пропашного трактора на междурядной обработке посевов хлопчатника и других технических культур (см. рис. 3.5) в результате фиксированного поворота трубчатой стальной балки l в направлении « N_{α} » на угол $\beta_{\alpha} = 180^{\circ}$ ее левая «Л» и правая «П» части поменяются местами и займут соответственно положения II и I . В таком положении кронштейн 5 со шкворней 7 отклоняется под углом α назад в сторону задних колес трактора. Для этого поворотную платформу 15 устанавливают в положение «В» и фиксируют фиксатором 16. В этом варианте, из-

за отклонения кронштейна 5 со шкворней 7 назад в сторону заднего колеса расстояние между передним и задним колесами уменьшается, вследствие чего длина базы трактора будет минимальной. Следовательно, трактор будет иметь минимальный радиус поворота на концах гона и соответственно – наименьшую ширину поворотной полосы.

Таким образом, в целях расширения диапазона применения трактора трубчатая стальная балка должна иметь возможность фиксированного поворота на угол $\beta_n = 180^\circ$, а кронштейн со шкворней должны быть отклонены относительно вертикали на угол α , определяемый из выражения (3.5).

Например, при дорожном просвете трактора $h_{\text{мн}} = 680$ мм; радиусе переднего управляемого колеса $r_k = 450$ мм; расстоянии от оси шарнира, соединяющей трубчатую стальную балку с передним брусом полурамы, до нижней точки трактора, определяющий его дорожный просвет $l_{\text{мн}} = 110$ мм, в соответствии с уравнением (3) $l_k = 340$ мм. Тогда значение угла отклонения кронштейна 5 со шкворней 7 относительно вертикали, обеспечивающее изменение длины базы трактора на 600 мм, должно быть $\alpha = 41^\circ 25' 12''$.

При этом значении угла отклонения кронштейна 5 со шкворней 7 относительно вертикали за счет поворота трубчатой стальной балки l в ту « N_n » или иную « N_a » сторону можно добиться изменения длины базы трактора от $L_{\text{мин}} = 2100$ мм (минимальной) до $L_{\text{макс}} = 2700$ мм (максимальной) или наоборот.

Таким образом, за счет применения на 4-колесных универсально – пропашных тракторах реверсивного переднего моста можно добиться изменения длины базы трактора, следовательно, без существенного конструктивного изменения его можно будет использовать как на транспортной, так и на междурядной обработке посевов сельскохозяйственных культур. Все это значительно расширяет область применения четырехколесных универсально - пропашных тракторов.

3.2.3. Шарнирно - сочленённый передний мост

Одним из направлений исследований проводимых в СКБ «Трактор» по повышению маневренных качеств и агротехнической проходимости 4-колесного универсально-пропашного трактора, является снабжение его шарнирно-сочленённым передним мостом, новизна которого защищена патентом на полезную модель [12].

По предварительным оценкам, такой трактор по характеристикам поворотливости не уступает, а по устойчивости и по удельному давлению на почву превосходит широко распространенный в зоне хлопкосеяния трехколесный трактор.

Шарнирно-сочленённый передний мост (рис. 3.7) состоит из телескопической трубчатой стальной балки, выполненной из наружной трубы 1 и размещенных внутри неё с обеих сторон выдвижных труб 2, имеющих возможности фиксации относительно наружной трубы. При этом трубчатая стальная балка шарнирно соединена с передним брусом 3 полурамы трактора осью 4 и может качаться относительно этой оси в поперечной плоскости.

Каждая выдвижная труба состоит из двух, расположенных взаимно предпочтительно под прямым углом и шарнирно соединенных между собой частей - Φ и Π . К части - Π выдвижной трубы, расположенной со стороны поворотной цапфы, приварен кронштейн цапфы 5 и она выполнена с возможностью поворота вокруг шарнира 6 в горизонтальной плоскости относительно другой зафиксированной части - Φ выдвижной трубы 2. Для регулирования ширины колеи и фиксации помещенной внутри наружной трубы зафиксированной части выдвижной трубы выполнены сквозные отверстия 7, в которые вставлены фиксаторы 8.

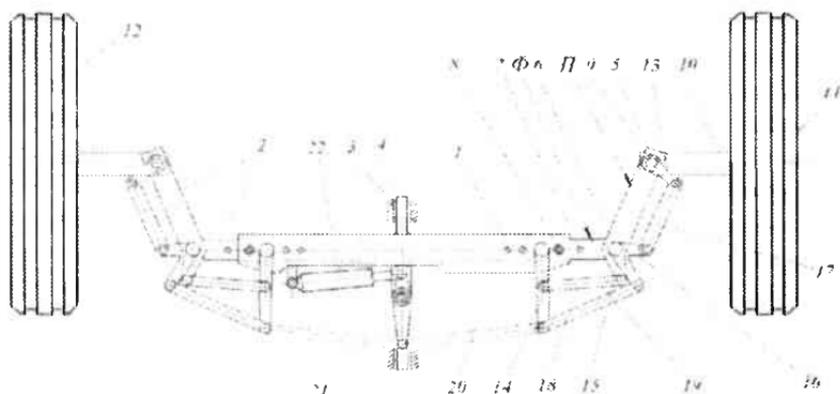


Рис.3.7. Шарнирно - сочленённый передний мост, вид сверху

Во втулках кронштейна цапфы 5 вращается поворотная цапфа, состоящая из шкворня 9 и полуоси 10 управляемых 11 (правое), 12 (левое) колес. Поворот управляемых колес 11 и 12 осуществляется с помощью рычагов: 13 – поворотной цапфы, 14 – рулевой систе-

мы и 15 – выдвижной трубы, а также посредством коромысла 16 и тяг 17, 18, 19, 20. Тяга 20 выполнена по длине регулируемой и посредством центрального рычага 21 соединена гидроцилиндром 22 рулевой системы. Как в статике, так и при прямолинейном движении трактора расстояния между правым управляемым колесом 11 и правым задним колесом 23 и между левым управляемым колесом 12 и левым задним колесом 24 равны между собой.

Применение на универсально-пропашном тракторе шарнирно-сочленённого переднего моста позволяет выполнить специфические требования зоны хлопкосеяния и тем самым устранить недостатки универсально-пропашных тракторов.

Шарнирно-сочленённый передний мост работает следующим образом. Для поворота направо (рис. 3.8) машинист-оператор поворачивает рулевое колесо направо и затормаживает правое заднее колесо 23 трактора. При повороте рулевого колеса направо гидроцилиндр 22 посредством центрального рычага 21 и тяги 20 поворачивает рычаг 14 рулевой системы по часовой стрелке. В свою очередь рычаг рулевой системы одновременно тягой 18 поворачивает рычаг 15 выдвижной трубы, а тягой 19 посредством коромысла 16 и тяги 17 поворачивает рычаг 13 со шкворней 9 соединённый с полуосью 10 правого управляемого колеса 11. При этом правое управляемое колесо поворачивается до тех пор, пока оси вращения шарниров тяги 19 и коромысла 16 не окажутся на одной линии или же машинист-оператор не остановит поворот рулевого колеса. Во время поворота направо часть 11 выдвижной трубы 2 со стороны поворотной цапфы и, вместе с ним, правое управляемое колесо 11 поворачиваются на правую сторону N_n , удаляясь от осевой линии «О-О» остова трактора. В результате, из-за исключения контакта с лонжероном правое управляемое колесо имеет возможность поворачиваться относительно остова трактора под 90° . Следовательно, трактор поворачивается с минимальным радиусом вокруг заторможенного (внутреннего относительно внешней окружности траектории движения трактора) правого заднего колеса 23.

В отличие от правого 11 левое 12 управляемое колесо при повороте трактора направо наоборот максимально приближается к осевой линии «О-О» остова трактора и описывает траекторию, максимально приближённую к центру «О» поворота трактора. Это происходит следующим образом.

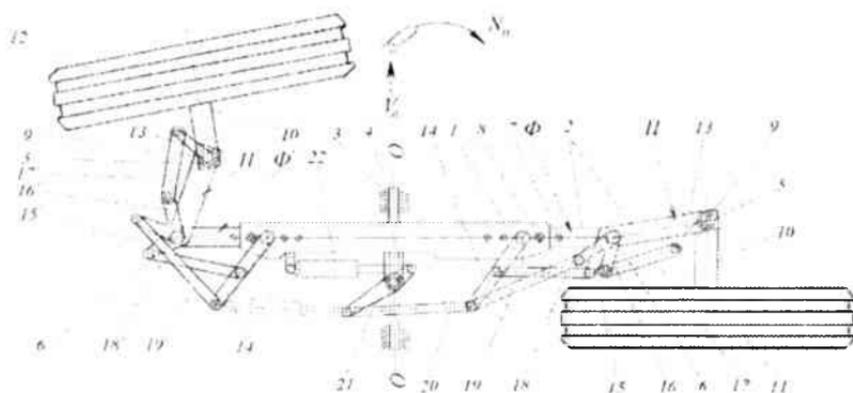


Рис.3.8. Шарнирно - сочленённый передний мост при повороте управляемых колес направо

При повороте рулевого колеса направо гидроцилиндр 22 посредством центрального рычага 21 и тяги 20' поворачивает рычаг 14' рулевой системы по часовой стрелке, который в свою очередь посредством тяг 17' и 19' и коромысло 16' поворачивает рычаг 13' со шкворней 9' соединенный с полуосью 10' левого управляемого колеса 12. При этом левое управляемое колесо 12 поворачивается до тех пор, пока оси вращения коромысла 16' и шарниров тяги 17' не окажутся на одной линии или же машинист-оператор не остановит поворот рулевого колеса.

Во время поворота направо часть II выдвижной трубы 2 со стороны поворотной цапфы и вместе с ним левое управляемое колесо 12 поворачивается на правую сторону, одновременно приближаясь к осевой линии «O – O» остова трактора. В результате левое управляемое колесо практически поворачивается относительно линии проведенной через точек опор левого управляемого и правого заднего колеса трактора под 90° , следовательно, и оно вместе с трактором поворачивается с минимальным радиусом вокруг заторможенного (внутреннего относительно внешней окружности траектории движения трактора) правого заднего колеса 23.

Для поворота универсально-пропашного трактора налево машинист-оператор поворачивает рулевое колесо налево и затормаживает левое заднее колесо 24. При этом часть II выдвижной трубы 2' со стороны поворотной цапфы и вместе с ней, левое управляемое колесо 12 поворачивается на левую сторону - N_1 , удаляясь от осе-

вой линии « $O - O$ » остова трактора. В результате из-за исключения контакта с лонжероном трактора левое управляемое колесо имеет возможность поворачиваться относительно остова трактора под 90° . При повороте трактора налево в отличие от левого 12 правое 11 управляемое колесо, наоборот, максимально приближается к осевой линии « $O - O$ » остова трактора, и оно описывает траекторию, максимально приближенную к центру « O » поворота трактора. Следовательно, трактор поворачивается с минимальным радиусом вокруг заторможенного (внутреннего относительно внешней окружности траектории движения трактора) левого заднего колеса 24 .

У шарнирно-сочлененного переднего моста углы поворота α'_n, α''_n соответственно внутреннего и наружного управляемого колес относительно центра поворота будет больше, чем у серийного $\alpha_n^{(m)}, \alpha''_n^{(m)}$. В результате максимальный радиус R_{min} (рис. 3.9) траектории « H », описываемой наружной точкой левого управляемого колеса (при повороте направо – N_n , а при повороте налево – N'_n максимальный радиус, описываемый наружной точкой правого управляемого колеса) будет меньше, чем у серийного R_{min} . Следовательно, радиус траектории « B » движения переднего управляемого колеса будет минимальным. Если у серийного трактора центр поворота « O » удален от опорной поверхности внутреннего относительно поворота заднего колеса на некоторое расстояние l , то у трактора с шарнирно-сочлененным передним мостом он практически совпадает с ней.

Например, при повороте направо, как передние управляемые 11 и 12 , так и заднее левое 24 колесо вращается вокруг заторможенного правого 23 колеса с траекторией, соответствующей минимальному радиусу. При этом кинематический центр « M_n » трактора также описывает траекторию « C » с минимальным радиусом.

При использовании трактора на транспортных работах, где нет необходимости крутого разворота, для поворота трактора достаточно только отклонение управляемых колес 11 и 12 относительно шкворней $9, 9'$. При этом из-за предпочтительно прямоугольного расположения части 11 выдвижной трубы 2 со стороны поворотной цапфы относительно её зафиксированной части Φ управляемые колеса 11 и 12 с цапфой выкатываются вперед по ходу движения трактора. Следовательно, база трактора будет максимальной.

При использовании трактора на междурядной обработке посевов хлопчатника и других культур, где необходим крутой разворот трактора, из-за поворота управляемого колеса 11 относительно

шкворня 9 с последующим поворотом части Π выдвижной трубы 4 со стороны поворотной цапфы относительно ее зафиксированной части Φ управляемое колесо 11 смещается в сторону « N_n » направления поворота, сокращая базу трактора. При этом внутреннее (относительно направление поворота) управляемое колесо 11, удаляясь от осевой линии « $O-O$ » остова трактора на некоторое расстояние, совершает беспрепятственный поворот на величину необходимую для обеспечения минимального радиуса поворота трактора.

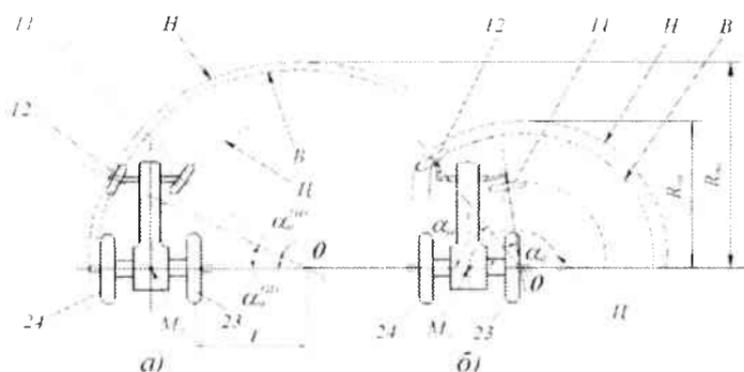


Рис.3.9. Кинематика поворота трактора: а) серийного; б) снабженного шарнирно-сочленённым передним мостом

Итак, выполнение части Π выдвижной трубы со стороны поворотной цапфы с возможностью поворота в горизонтальной плоскости относительно другой зафиксированной части Φ , помещенной и фиксированной внутри наружной трубы телескопической стальной трубчатой балки, позволяет при развороте трактора уменьшить его базу и увеличить угол поворота управляемого колеса и, тем самым, обеспечивает достижение минимального радиуса поворота трактора. В этом и состоит основное отличие и преимущество универсально-пропашного трактора, снабженного шарнирно-сочленённым передним мостом перед серийным трактором.

Таким образом, за счет применения шарнирно-сочленённого переднего моста можно добиться изменения длины базы трактора и угла беспрепятственного отклонения управляемых колес. Следовательно, его можно будет использовать наряду с транспортной работой и на междурядной обработке посевов сельскохозяйственных культур, где необходим минимальный радиус поворота. Все

это значительно расширяет область применения 4-колесного универсально - пропашного трактора и даст народному хозяйству существенный технико-экономический эффект.

3.2.4. Передний мост с изменяющейся рулевой трапецией

Передний мост с изменяющейся рулевой трапецией [32] содержит (рис. 3.10) рулевую трапецию переднего расположения, состоящую из неподвижной балки 1 передней оси, двух одинаковых рычагов 2, 3 поворотных цапф 4, 5 правого 6 и левого 7 управляемых колес, связанных между собой передней разрезанной симметричной тягой 8.

К торцам каждой «а» и «б» половины передней разрезанной симметричной тяги, связанной с рычагами 2, 3, закреплен регулятор длины тяги «РТ», выполненный в виде подпружиненных 9, 9 диск - поршней 10, 10, свободно помещенных внутри общей обоймы 11. Сама общая обойма 11 выполняет функцию корпуса регулятора, и она изготовлено (рис. 3.11) в виде наполненных жидкостью и разделенных перегородкой 12 сообщающихся посредством канавы 13 и 14 сосудов «А», «В» и «Г», «Д». При этом корпус общей обоймы шарнирно закреплен к центральному рычагу 15 рулевого привода. Канавы 13 и 14 общей обоймы выполнены так, что они соединяют противоположные (относительно пружин дисков-поршней половин «а» и «б» передней разрезанной симметричной тяги) полости. Например, канава 14 соединяет полости «А» и «В», а канава 13 – полости «Г» и «Д» общей обоймы.

Максимальные углы поворота рычагов поворотных цапф ограничиваются с одной стороны ходом поршня 16 гидроцилиндра 17, связанного посредством центрального рычага 15 с обоймой, а с другой – упорами 18, 19 приваренными к передней оси. За максимальный угол поворота рычагов поворотных цапф принимается такой при котором оси вращения правого 6 и левого 7 управляемых колес пересекаются с точкой пересечения осей симметрии заторможенного заднего правого 20 – «Ц_п» (при развороте «направо») или левого 21 – «Ц_л» (при развороте «налево») колеса.

Именно при таком исполнении универсально-пропашного трактора появляется возможность достижения крутого разворота вокруг одного из задних колес с минимальным радиусом. В этом и состоит основное отличие и преимущество данного переднего моста перед его известными аналогами. Это происходит следующим образом.

занной симметричной тяги 8, поворачивает рычаг 3 поворотной цапфы 5 левого 7 управляемого колеса. Поворот левого 7 управляемого колеса происходит до тех пор, пока его ось вращения не пересекается с точкой «Ц» или машинист-оператор не остановит дальнейший поворот трактора. Это происходит следующим образом.

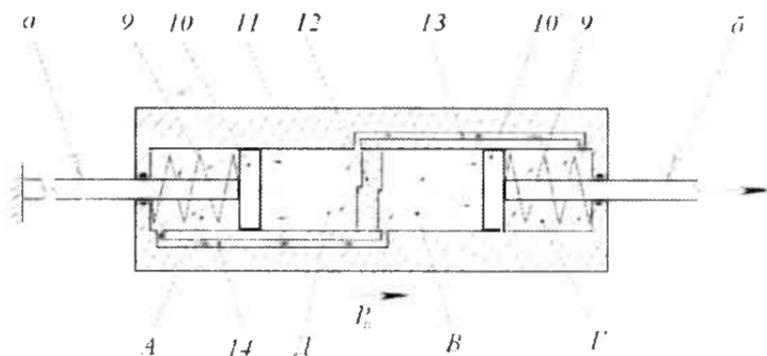


Рис.3.11. Регулятор длины тяги рулевой трапеции.

Когда рычаг 2 поворотной цапфы 4 правого 6 управляемого колеса упирается об упор 19, то в дальнейшем вращении рулевого колеса из-за возможности сжатия пружины 9 диском-поршнем 10 под действием силы P_n гидроцилиндра жидкость посредством канавы 13 вытесняется с полости «Г» в полость «Д». Одновременно жидкость, поступающая в полость «Д», раздвигая другой диск-поршень 10, выдавливает жидкость из полости «А» в полость «В» и, перемещаясь вместе с половиной «а», увеличивает общую длину разрезанной симметричной тяги 8. Следовательно, происходит при зафиксированном положении рычага 2 дальнейший поворот рычага 3 поворотной цапфы 5 левого 7 управляемого колеса. Процесс такого поворота рулевого колеса продолжится до тех пор, пока ось вращения левого 7 управляемого колеса не пересекается с точкой «Ц» и трактор не совершит крутой разворот с минимальным радиусом вокруг левого 21 заднего колеса.

Для разворота трактора направо затормаживает заднее правое колесо 20 и поворачивает рулевое колесо направо при этом гидроцилиндр 17 посредством центрального рычага 15 перемещает общую обойму 11 в направлении N_n до тех пор, пока рычаг 3 поворотной цапфы 5 левого 7 управляемого колеса не упрется в упор 18. При этом ось вращения левого 7 управляемого колеса пересекает-

ся с точкой « C_n » и в дальнейшем вращении рулевого колеса за счет взаимного перемещения общей обоймы II и половины « a » разрезанной симметричной тяги 8 , из-за возможности сжатия пружины 9 диском-поршнем 10 , положение левого 7 управляемого колеса остается неизменным.

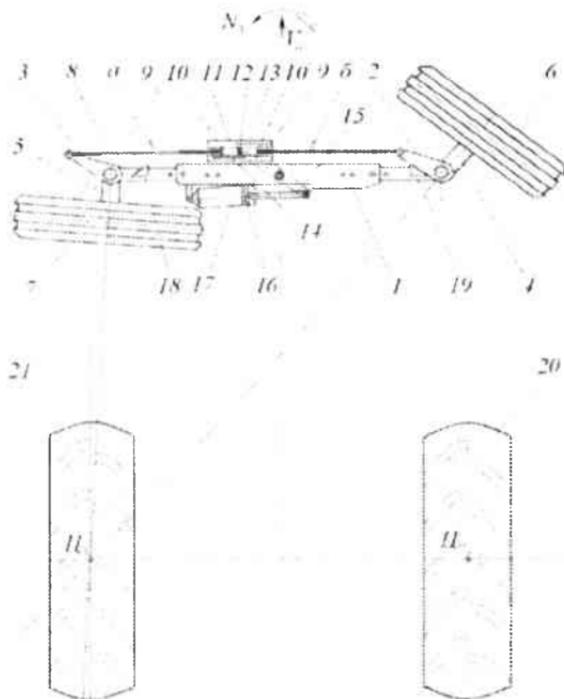


Рис.3.12. Схема трактора, снабженного передним мостом с изменяющейся рулевой трапецией, при повороте налево

Между тем другая половина « b » из-за возможности раздвижения под действием силы P_n гидроцилиндра дисков-поршней 10 , $10'$ внутри общей обоймы II , следовательно, за счет увеличения длины разрезанной симметричной тяги 8 , поворачивает рычаг 2 поворотной цапфы 4 правого 6 управляемого колеса. Это продлится до тех пор, пока ось вращения правого 6 управляемого колеса не пересекается с точкой « C_n ». Данный процесс происходит следующим образом.

Когда рычаг 3 поворотной цапфы 5 левого 7 управляемого колеса упирается в упор 18 , то в дальнейшем вращении рулевого

колеса из-за возможности сжатия пружины 9 диском-поршнем 10 под действием силы $P_{\text{г}}$ гидроцилиндра жидкость посредством канавы 14 вытесняется из полости «А» в полость «В». Одновременно жидкость, поступающая в полость «В», раздвигая другой диск-поршень 10' выдавливает жидкость из полости «Г» в полость «Д» и, перемещаясь вместе с половиной «б», увеличивает общую длину разрезанной симметричной тяги 8. Следовательно, происходит при зафиксированном положении рычага 3 дальнейший поворот рычага 2 поворотной цапфы 4 правого 6 управляемого колеса. Процесс такого поворота рулевого колеса продолжится до тех пор, пока ось вращения правого 6 управляемого колеса не пересечется с точкой «Ц_н» и трактор не совершит крутой разворот с минимальным радиусом вокруг правого 20 заднего колеса.

При прямолинейном движении трактора (см.рис. 3.10) под действием силы сжатия пружины 9, 9' диски-поршни 10, 10' возвращаются в исходную позицию, т.е. они упираются в перегородку 12 общей обоймы 11 и оба 6, 7 управляемых колеса двигаются прямолинейно.

Как известно, во время столкновения колеса с препятствием происходит удар. Возникающая при этом сила удара посредством рычага поворотной цапфы управляемого колеса и разрезанной симметричной тягой воздействует на диск-поршень. Так как жидкость, находящаяся в обойме, не сжимается и мгновенно не протекает через канавы в другую полость обоймы, сила удара гасится ими, тем самым предотвращается возможное колебание колес. В данном случае жидкость и пружина играют роль демпфера и, тем самым, предотвращая возможность появления колебаний колес, обеспечивает надежность работы всей рулевой трапеции.

Итак, за счет применения регулятора длины тяги рулевой трапеции можно добиться минимального радиуса разворота трактора, следовательно и минимальной ширины поворотной полосы на междурядной обработке посевов хлопчатника и других культур. При этом из-за крутого разворота можно обеспечить попадания одного того же заднего колеса трактора на то же междурядье, где проходило это колесо при предыдущем проходе. Все это в целом обеспечивает минимальные потери продуктивных площадей в зоне разворотных полос на краях поливных участков с посевами хлопчатника и других сопутствующих ему культур

Таким образом, практическое использование переднего моста с изменяющейся рулевой трапецией значительно расширяет область

применения 4-колесного универсально - пропашного трактора.

3.2.5. Передний мост с функциональным механизмом поворота

В СКБ «Трактор» начаты работы по созданию высококлиренсного высокоманевренного переднего моста с функциональным механизмом поворота (рис.3.13).

Основу конструктивного исполнения этих мостов и их механизмов составляют [33]:

а) сменные вилки с колесами для тракторов 4К2 и вилки с гидроприводом колес для тракторов 4К4;

б) механизм поворота колес, позволяющий осуществлять две функции управления транспортом:

– поворот колес по традиционной схеме для движения трактора в транспортно-рабочем режиме;

– поворот колес в противоположные направления для разворота трактора на месте при наличии гидравлического дифференциального механизма поворота;

в) адаптация и включение в общую гидравлическую схему трактора гидравлического дифференциального механизма поворота, работающего в увязке с режимами работы гидропривода рулевого управления.

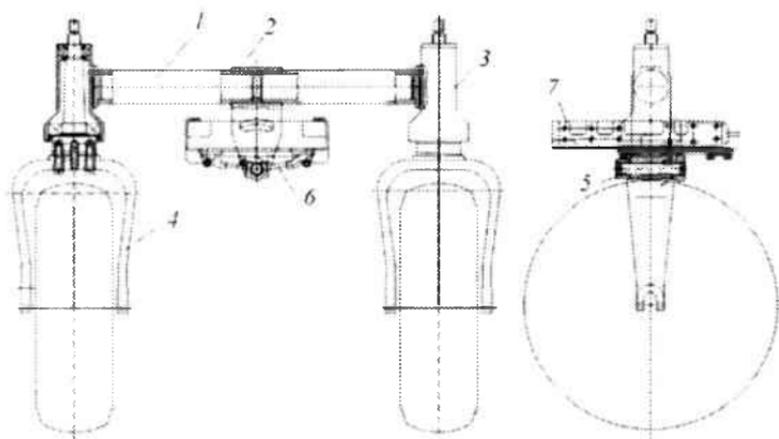


Рис.3.13. Функциональный передний мост: 1 – полубалка; 2 – корпус; 3 – поворотная цапфа; 4 – вилка; 5 – кронштейн; 6 – передний брус трактора; 7 – ось

Общим для всех технических решений является мост порталного типа, выполненный в виде круглых полубалок 1, соединенных корпусом 2 со шкворнями поворотных цапф 3 по торцам. По осям шкворней в изображенном на рис.3.13 варианте установлены вилки 4 для колес без активного привода.

Мост выполнен с возможностью поперечного качания на оси 7 кронштейна 5, установленного на переднем бруске 6 трактора.

Общим для всех решений также является возможность замены вилок 4 на вилки односторонней конструкции для использования управляемых передних колес с активным приводом, а также различных вариантов механизма управления.

Конструкция моста со сменными вилками позволяет унифицировать мост для высококлиренсных тракторов 4К2 и 4К4 и использовать в ней разные типы механизмов управления.

3.2.5.1. Функциональный передний мост, снабжённый механизмом управления с разрезной поперечной тягой

В целях расширения диапазона применения универсально-пропашного трактора за счет уменьшения его радиуса поворота на концах гона при междурядных обработках посевов хлопчатника и других технических культур в СКБ «Трактор» проводятся НИР и ОКР по созданию высококлиренсного, высокоманевренного универсально-пропашного трактора с функциональным передним мостом, снабжённым механизмом управления с разрезной поперечной тягой [33].

Сущность данной разработки заключается в том, что за счет увеличения угла поворота передних управляемых колес наружного до 70° , внутреннего – до 110° (вместо $50^\circ - 65^\circ$ у лучших зарубежных универсально-пропашных тракторов) относительно трубчатой стальной балки создаются условия для достижения минимального радиуса поворота трактора, а за счет установок вилки достигается требуемый агротехнический просвет.

Это осуществляется благодаря тому что у универсально - пропашного трактора передние управляемые колеса установлены на концах передней балки посредством вилок, свободно поворачивающихся вокруг вертикальной оси поворотным рычагом связанной поперечной тягой рулевой трапеции. При этом поперечная тяга рулевой трапеции выполнена с возможностью изменения длины в виде двух полутяг, закрепленных одним концом на рычагах поворотных валов вилок, другим – на поворотных кронштейнах,

установленных на одной оси с возможностью блокировки в единое целое при транспортно-рабочем режиме и разблокировки при развороте трактора вокруг центра задней оси.

Преимущество разрабатываемого трактора перед известными его аналогами заключается в том, что его механизм поворота колес позволяют осуществлять две функции управления транспортом:

- поворот колес по традиционной схеме для движения трактора в транспортно-рабочем режиме, где угол поворота достигает внешнего колеса до 49° , внутреннего колеса – до 36° ;

- поворот колес в противоположные направления для разворота трактора на месте с минимальным радиусом поворота где угол поворота достигает внешнего колеса до 70° , внутреннего колеса – до 110°

Универсально-пропашной трактор с функциональным передним мостом, снабжённым механизмом управления с разрезной поперечной тягой, содержит передний мост портового типа (рис. 3.14), выполненный в виде круглых полубалок *11*, соединенных корпусом *4* и со шкворнями *1* поворотных вилок *12* (или цапф) по торцам. Вилки для передних колес *11К* без активного привода или цапфы для колес с активным приводом устанавливаются по осям шкворней.

Мост выполнен с возможностью поперечного качания на оси *10* кронштейна *9*, установленного на переднем бруске *8* трактора.

Поворот передних колес осуществляется двумя гидроцилиндрами поворота *5*, установленными на балке переднего моста и связанными с валами поворотных вилок (цапф) через рычаги *2* и *7*.

Особенностью механизма поворота (см.рис. 3.14) является конструкция поперечной тяги, которая выполнена с возможностью изменения длины в виде двух полутяг *3* и *6*, закрепленных одним концом на рычагах *2* и *7* поворотных валов вилок (цапф), другим – на поворотных кронштейнах *16* и *17*. Поворотные кронштейны полутяг установлены на одной оси *15* с возможностью блокировки в единое целое при транспортно-рабочем положении и разблокировки при развороте трактора вокруг центра задней оси.

Блокировка тяг осуществляется механизмом блокировки, который состоит из кронштейна блокировки *14*, закрепленного на нижнем поворотном кронштейне *17*. На кронштейне блокировки *16* установлен гидроцилиндр механизма блокировки *13*, на штоке которого закреплен кронштейн *19* с коническим пальцем *19*. В

момент совмещения отверстий кронштейнов 16 и 17 палец 18 вводится в отверстия кронштейнов гидроцилиндром механизма блокировки 17 и фиксирует полуоси 3 и 6 в одну целую, т.е. единую тягу.

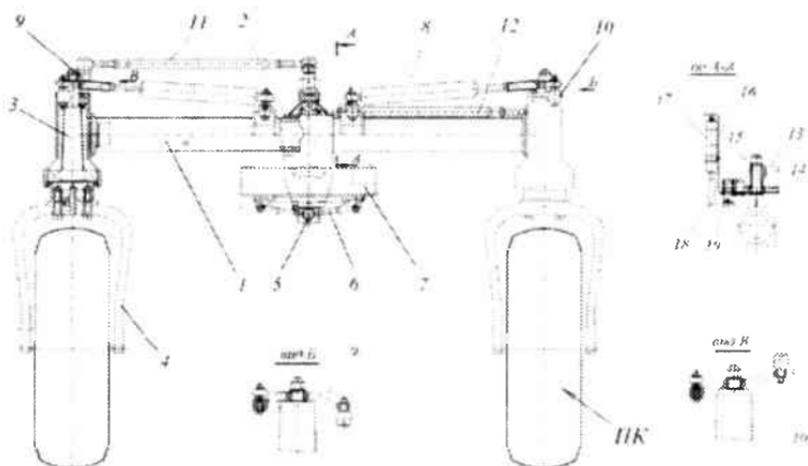


Рис.3.14. Функциональный передний мост, снабжённый механизмом управления с разрезной поперечной тягой

При соединении полуосей 3 и 6 в одно целое механизм поворота работает как обычная рулевая трапеция.

При повороте колес в противоположные направления для разворота трактора на месте с минимальным радиусом поворота универсально-пропашной трактор 4К2 должен быть обязательно оснащен активизацией задних колес на поворот, т.е. гидравлическим дифференциальным механизмом поворота (ГДМП).

При необходимости совершить поворот с малым радиусом или разворот на месте вокруг центра заднего моста тяги разъединяются, передние управляемые колеса разворачиваются в разные стороны, включается ГДМП (с торможением или без торможения задних колес), который начинает вращать задние ведущие колеса в разные стороны.

Универсально-пропашной трактор с функциональным передним мостом, снабженным механизмом управления с разрезной поперечной тягой работает следующим образом. При движении трактора в транспортно-рабочем режиме (см.рис. 3.14) полуоси 3 и 6 соединены в одно целое коническим пальцем 19, закреп-

пленным посредством кронштейна 19 к штоку гидроцилиндра механизма блокировки 13. Это происходит в момент совмещения отверстий кронштейнов 16 и 17, при котором конический палец 18 вводится в эти отверстия гидроцилиндром 13 и блокирует полу тяги в одну единую тягу. После ввода конического пальца 18 в отверстия кронштейнов 16 и 17 гидроцилиндр механизма блокировки 13, закрепленный к кронштейну блокировки 14, переводится в фиксированное положение, и механизм работает как обычная рулевая трапеция.

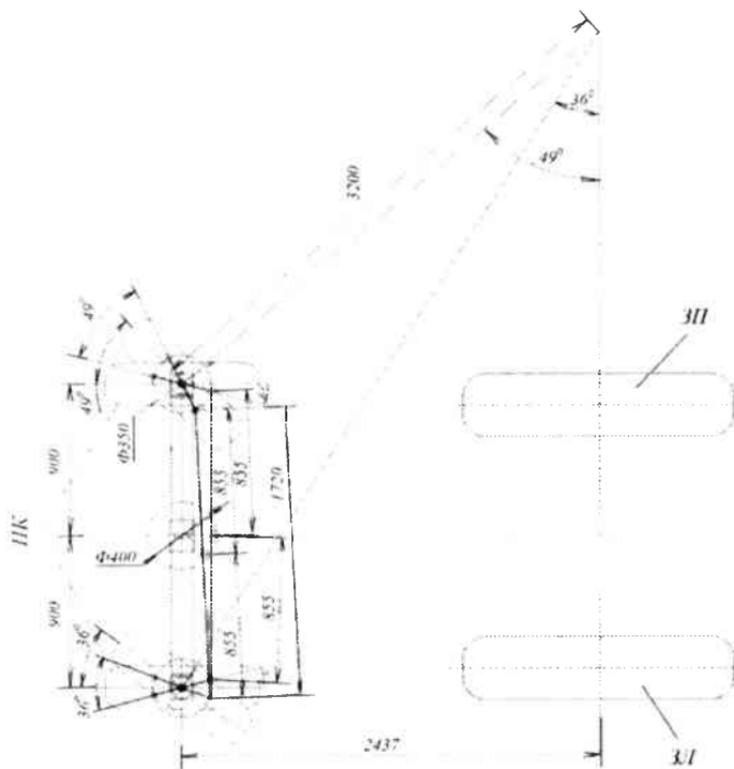


Рис.3.15. Схема поворота направляющих колес в транспортно-рабочем режиме

Для поворота универсально-пропашного трактора направо (рис. 3.15) машинист-оператор поворачивает рулевое колесо направо и притормаживает правое заднее колесо ЗП. При повороте рулевого колеса направо (см.рис. 3.14) гидроцилиндр 5 (см. рис. 3.14) посредством рычага 2 и 7 поворачивает полу тяги 3 и 6, и вместе с ними и шкворень 1 переднего колеса ПК по часовой стрелке.

При этом передние колеса поворачиваются направо, и трактор поворачивается вокруг заторможенного (внутреннего относительно внешней окружности траектории движения трактора) правого заднего колеса

Поворот трактора налево осуществляется точно по такой же последовательности, но в обратном направлении при заторможенном левом заднем колесе *ЗЛ*.

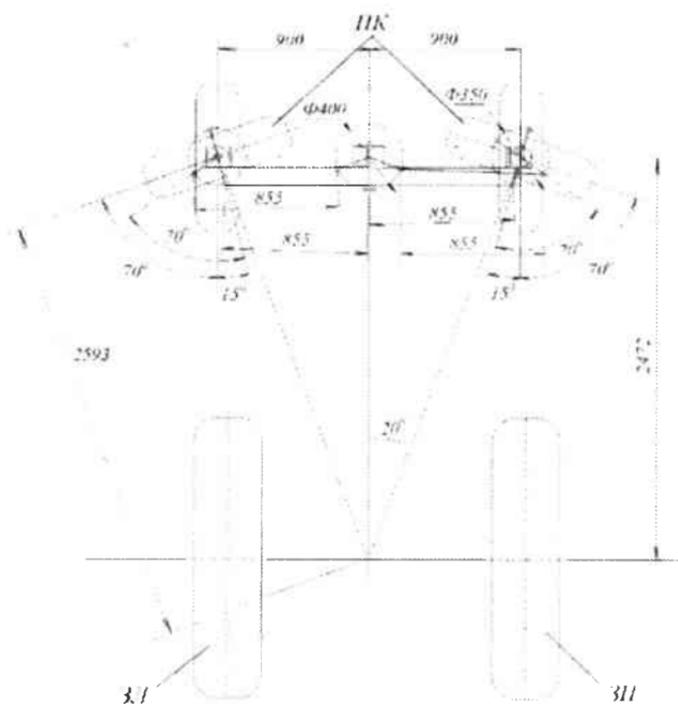


Рис.3.16. Схема поворота направляющих колес при разворотах вокруг центра заднего моста

При крутом развороте трактора на месте с минимальным радиусом (рис. 3.16), поворот колес производится в противоположные направления. В таком режиме работы полу тяги 3 и 6 разъединены, и механизм поворота работает не как обычная рулевая трапеция. В этом случае включается посредством ГДМП специальная передача. Это происходит следующим образом.

Например, при крутом развороте направо при заторможенном правом заднем колесе *ЗП* посредством гидроцилиндра механиз-

ма блокировки (см.рис. 3.14) 13 разблокируют полутьги 3 и 6. Для этого в рабочую полость гидроцилиндра под давлением подается жидкость, в результате чего шток с кронштейном 19 перемещается вниз, вынимая при этом конический палец 18 из отверстий кронштейнов 16 и 17 и, тем самым, разблокируя полутьги 3 и 6. Из-за разблокировки полутьги целостность рулевой трапеции нарушается, и поршни, под действием давления жидкости, поступающей в поршневые полости гидроцилиндров поворота 5, выдвигают штоки и раздвигают соединенные с ними полутьги 3 и 6. Полутьги 3 и 6 через рычаги 3, 7 поворачивают поворотные валы 6 с монтированными на них вилками с колесами. В результате передние колеса поворачиваются в разные стороны так, что углы отклонения от оси симметрии трактора переднего левого колеса доходят до 70° , а правого колеса – до 110° .

При этом происходит крутой разворот трактора вокруг заторможенного правого заднего колеса 3И или на месте вокруг центра расстояния между задними колесами при расторможенных задних колесах.

После разворота трактора на месте гидросистема управления механизмом поворота приводит поперечную тягу в положение, соответствующее транспортно-рабочему режиму движения трактора.

Для поворота трактора на месте, особенно на фоне пахоты, необходимо дополнительное тяговое усилие. Для получения дополнительного тягового усилия следует осуществить активизацию заднего моста в процессе поворота, так как при развороте трактора на месте задние колеса должны вращаться в разные стороны, создавая дополнительное тяговое усилие в направлении поворота. Для этой цели, как отмечалось трактор снабжается ГДМП.

ГДМП (рис. 3.17) состоит из зубчатых колес 1 и 3, карданного вала 2, ступицы 4, водило 5, сателлитов 6, оси сателлита 7, гидромотора 8, золотникового механизма 9, коронной шестерни 10, солнечной шестерни 11.

При движении по прямой линии гидромотор 8, управляемый от основного распределителя трактора, не включен. При этом зубчатые колеса 1 и 3 и полуоси конечных передач соединяются в единую жесткую систему и дифференциал блокируется.

При включении гидромотора рукояткой гидрораспределителя трактора зубчатые колеса 1 и 3 начинают вращаться с разными ско-

ростями, трактор, соответственно, разворачивается вокруг одного из ведущих задних колес. При расторможенных задних колесах за счет включения специальной передачи задние колеса, вращаясь в разных направлениях, разворачивают трактор на месте влево или вправо, в зависимости от того, в какую сторону будет переключен гидромотор. При включении дополнительно стояночного тормоза трактор разворачивается вокруг центра оси заднего моста, т.е. на месте.

В гидромоторе 8 карданный вал 2 непосредственно соединен с солнечной шестерней 11 планетарного редуктора, установлен золотниковый механизм 9, золотник которого жестко связан с корпусом гидромотора и коронной шестерней редуктора 10 с возможностью вращаться как одно целое, а корпус установлен на золотнике с возможностью оставаться неподвижным.

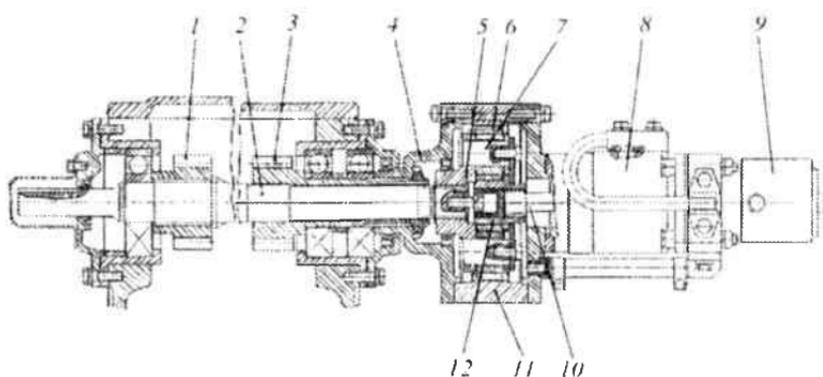


Рис.3.17. Гидравлический дифференциальный механизм поворота: 1 и 3 – зубчатые колеса; 2 – карданный вал; 4 – ступица; 5 – водило; 6 – сателлиты; 7 – ось сателлита; 8 – гидромотор; 9 – золотниковый механизм; 10 – коронная шестерня; 11,12 – солнечные шестерни

Золотниковый механизм 9 связан двумя напорно-сливными гидролиниями с одной из секций гидрораспределителя гидросистемы трактора, и дренажной гидролинией – с масляным баком трактора. Рабочая жидкость под давлением поступает по одной из гидролиний к золотниковому механизму.

По системе каналов золотника рабочая жидкость поступает к камерам переменного объема ротора гидромотора, принуждая его совершать орбитальное движение вокруг оси статора с некоторым эксцентриситетом, одновременно вращаясь вокруг собственной

оси в обратном направлении к движению по орбите. Из камер с противоположной стороны, где объем сокращается, отработанная жидкость вытесняется зубьями ротора через каналы золотникового механизма в сливную гидролинию. Через карданный вал гидромотора, солнечную шестерню 11, карданный вал 2, шестерню 1 в одном направлении вращается одно заднее колесо трактора.

Через сателлиты 6, коронную шестерню 10, шестерню 3 другое заднее колесо трактора вращается в противоположную сторону. При соответствующей установке направляющих колес переднего моста (с общим углом 180°) трактор разворачивается на месте.

При перемене направления подачи рабочей жидкости к ГДМП посредством тракторного гидрораспределителя трактор разворачивается в противоположную сторону.

Таким образом, при использовании трактора на транспортных работах, где нет необходимости крутого разворота и для поворота трактора достаточно только отклонение передних колес относительно оси шкворней 3, поворот колес осуществляется по традиционной схеме для движения трактора в транспортно-рабочем режиме. При этом угол поворота внутреннего колеса достигает до 49° , а наружного – до 36° .

При использовании универсально-пропашного трактора на междурядной обработке посевов хлопчатника и других технических культур, где необходим крутой разворот трактора, поворот колес осуществляется в противоположные направления для разворота трактора на месте с минимальным радиусом поворота. В данном варианте угол поворота наружного колеса достигает до 70° , внутреннего – до 110° против $50^\circ - 65^\circ$ у лучших зарубежных аналогов.

В этом и состоят основное отличие и преимущество универсально-пропашного трактора с функциональным передним мостом, снабженным механизмом управления с разрезной поперечной тягой перед известными его аналогами.

3.2.5.2. Функциональный передний мост, снабженный механизмом управления с телескопической поперечной тягой

У данного переднего моста механизм управления с телескопической поперечной тягой (рис. 3.18) и он отличается от предыдущего механизма управления конструкцией поперечной тяги переднего моста.

Универсально-пропашной трактор с функциональным передним мостом, снабженным механизмом управления с телескопиче-

ской поперечной тягой [34] содержит передний мост portalного типа (см.рис.3.18), выполненный в виде круглых полубалок 14, соединенных корпусом 7 и со шкворнями – поворотными валами 2 поворотных вилок 16 (или цапф) по торцам.

Поворотные вилки устанавливаются при использовании без приводных передних колес, т.е. когда колеса вращаются за счет сцепления с почвой без активного привода. А при использовании ведущих передних колес, т.е. для колес с активным приводом, устанавливается цапфа.

Вилки для передних колес ПК без активного привода или цапфы для колес с активным приводом устанавливаются по осям шкворней 2.

Мост выполнен с возможностью поперечного качания на оси 13 кронштейна 12, установленного на переднем бруске II трактора.

Поворот передних колес осуществляется двумя гидроцилиндрами поворота 8 и 9, 10 и 15 установленными на балке переднего моста и связанными через рычаги 3 и 9 с валами 1 поворотных вилок (цапф).

Особенностью механизма поворота является конструкция поперечной тяги, которая выполнена из двух полутяг 4 и 8, изготовленных из труб различного диаметра, так что полутяга с меньшим диаметром 8 входит в полутягу с большим диаметром 4 с возможностью перемещения полутяг относительно друг друга. Изменение длины поперечной тяги осуществляется двумя гидроцилиндрами 5, жестко смонтированными на полутягах поперечной тяги. При работе трактора в транспортно-рабочем режиме поперечная тяга, следовательно, две полутяги 4 и 8 блокируются в единое целое. Блокировка осуществляется гидравлическими замками 6, установленными на гидроцилиндрах 5.

Для передних колес ПК с активным приводом устанавливается по осям шкворней 2 вал 17 с коленом 18, снабженным цапфой 19. На цапфе посажено переднее колесо.

Для приведения поперечной тяги в положение, соответствующее транспортно-рабочему режиму движения трактора (рис. 3.17), рабочая жидкость от насоса через гидрораспределитель и через гидрозамки 6 (см.рис. 3.18) поступает в штоковые полости гидроцилиндров 5. Под действием давления жидкости поршни гидроцилиндров 5 втягивают штоки и перемещают соединенные со штоками полутяги 4 и 8. При этом штоковые полости поворотных

гидроцилиндров *10* и *15* соединены через гидрораспределитель со сливом.

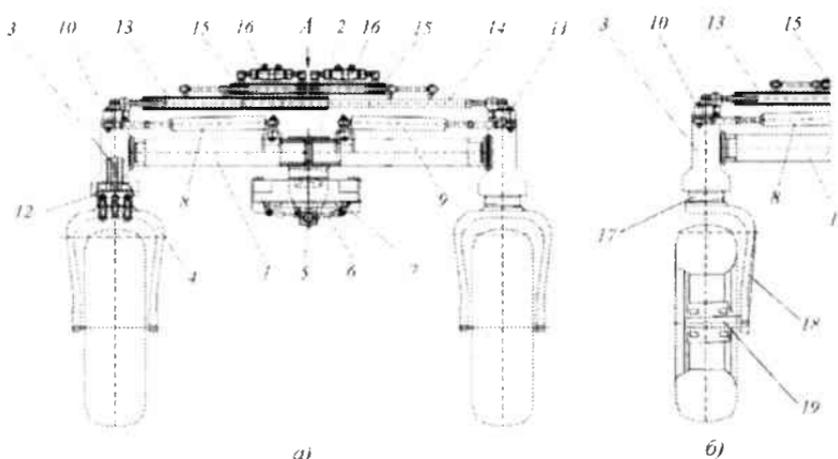


Рис.3.18. Функциональный передний мост с механизмом управления с телескопической поперечной тягой: а – с вилкой; б – с цапфой

Величина перемещения полуэтиг *4* и *8* ограничивается длиной хода поршня гидроцилиндров *5*. После выработки хода поршнями гидроцилиндров *5*, полуэтиги *4* и *8* блокируются в единую целую тягу гидрозамками *6*. Длина заблокированной поперечной тяги равна сумме величин перемещений двух полуэтиг, т.е. сумме длин ходов поршней гидроцилиндров. При таком блокировании полуэтиг *4* и *8* механизм поворота работает как обычная рулевая трапеция.

Для поворота универсально-пропашного трактора направо (рис. 3.19) машинист-оператор поворачивает рулевое колесо направо и притормаживает правое заднее колесо *ЗП*. При этом гидроцилиндры *10* и *15* (см.рис. 3.18) посредством рычагов *3* и *9* поворачивают полуэтиги *4* и *8*, и вместе с ними и шкворень *2* переднего колеса *ПК* по часовой стрелке и передние колеса поворачиваются на правую сторону. Трактор поворачивается вокруг заторможенного (внутреннего относительно внешней окружности траектории движения трактора) правого заднего колеса.

Поворот трактора налево осуществляется точно втакой же последовательности, но в обратном направлении при заторможенном левом заднем колесе *ЗЛ*.

При крутом развороте трактора на месте с минимальным радиусом поворот колес производится в противоположные направления

разъединяются, передние управляемые колеса разворачиваются в разные стороны (см.рис. 3.20), включается ГДМП (с торможением или без торможения задних колес), который начинает вращать задние ведущие колеса в разные стороны. Это происходит следующим образом.

В режиме бортового разворота, т.е. разворота трактора на месте рабочая жидкость через распределитель и гидрозамки 6 (см. рис. 3.18) подается в поршневые полости гидроцилиндров 5. При этом открываются клапаны гидрозамков 6. Штоковые полости гидроцилиндров 5 и поршневые полости гидроцилиндров поворота 10 и 15 соединяются со сливом. В результате этого полутяги разблокируются. Под действием давления жидкости, поступающей в поршневые полости гидроцилиндров поршни выдвигают штоки и раздвигают соединенные с ними полутяги 4 и 8. Через рычаги 3, 9 полутяги 4 и 8 поворачивают шкворни 2 смонтированными на них вилками 16 с колесами ПК. Величина перемещения полутяг 4 и 8 соответствует повороту колес на 70° и ограничивается длиной хода поршня. При этом происходит поворот колес в противоположные направления.

При крутом развороте направо при заторможенном правом заднем колесе 3П посредством гидрозамков 6 разблокируются полутяги 4 и 8. Из-за разблокировки полутяг целостность рулевой трапеции нарушается, и поршни под действием давления жидкости, поступающей в поршневые полости гидроцилиндров поворота 10 и 15, выдвигают штоки и раздвигают соединенные с ними полутяги 4 и 8. Полутяги 4 и 8 через рычаги 3, 9 поворачивают шкворни 2 с смонтированными на них вилками с колесами. В результате передние колеса ПК поворачиваются в разные стороны так, что углы отклонения от оси симметрии трактора переднего левого колеса доходят до 70° , а правого колеса – до 110° . При этом рабочая жидкость под давлением поступает по одной из гидролиний к золотниковому механизму. При включении гидромотора 8 (рис. 3.17) рукояткой гидрораспределителя трактора, зубчатые колеса 1 и 3 начинают вращаться с разными скоростями. При расторможенных задних колесах за счет включения такой специальной передачи задние колеса, вращаясь в разных направлениях, разворачивают трактор на месте влево или вправо в зависимости от того, в какую сторону будет переключен гидромотор. При этом происходит крутой разворот трактора вокруг заторможенного правого 3П или

левого $3Л$ заднего колеса или на месте вокруг центра расстояния между задними колесами при заторможенном стояночном тормозе и расторможенных задних колесах.

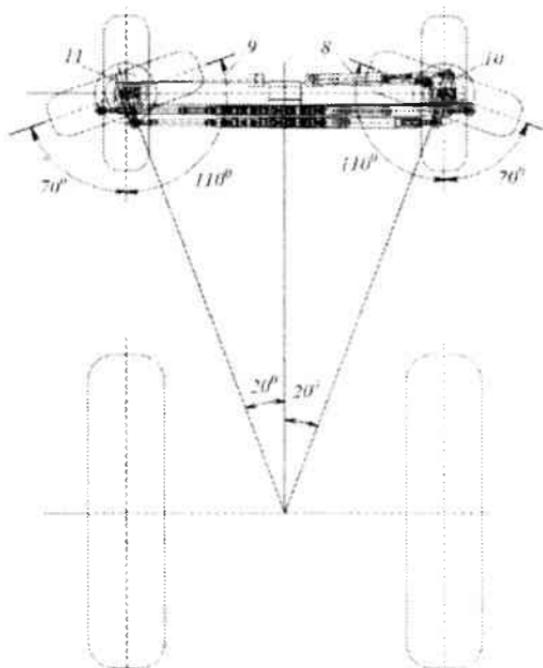


Рис.3.20. Схема поворота трактора на месте (см.рис. 3.17)

После разворота трактора на месте машинист-оператор посредством гидросистемы управления механизмом поворота приводит поперечную тягу в положение, соответствующее транспортно-рабочему режиму движения трактора.

В этих процессах ГМДП (рис. 3.17) работает следующим образом.

По системе каналов золотника рабочая жидкость поступает к камерам переменного объема ротора гидромотора 8, принуждая его совершать орбитальное движение вокруг оси статора с некоторым эксцентриситетом, одновременно вращаясь вокруг собственной оси в обратном направлении к движению по орбите. Из камер с противоположной стороны, где объем сокращается, отработанная жидкость вытесняется зубьями ротора через каналы золотникового механизма в сливную гидролинию. Через карданный вал 10

гидромотора, солнечную шестерню 12, карданный вал 2, шестерню 1 в одном направлении вращается одно заднее колесо трактора. Через сателлиты 6, коронную шестерню 11, шестерню 3 другое заднее колесо трактора вращается в противоположную сторону. При соответствующей установке направляющих колес переднего моста (с общим углом 180°) трактор разворачивается на месте.

При перемене направления подачи рабочей жидкости к ГДМП при помощи тракторного гидрораспределителя трактор разворачивается в противоположную сторону.

После разворота трактора на месте гидросистема управления механизмом поворота приводит поперечную тягу в положение, соответствующее транспортно-рабочему режиму движения трактора.

При использовании трактора на транспортных работах, где нет необходимости крутого разворота и для поворота трактора достаточно только отклонение передних колес относительно оси шкворней 3, то поворот колес осуществляется по традиционной схеме для движения трактора в транспортно-рабочем режиме. При этом угол поворота внутреннего колеса достигает до 49° , а наружного – до 36° .

При использовании универсально-пропашного трактора на междурядной обработке посевов хлопчатника и других технических культур, где необходим крутой разворот трактора, поворот колес осуществляется в противоположные направления для разворота трактора на месте с минимальным радиусом поворота. В данном варианте угол поворота наружного колеса трактора достигает до 70° , внутреннего – до 110° против $55^\circ - 65^\circ$ у лучших зарубежных аналогов. В этом и состоят основное отличие и преимущество универсально-пропашного трактора с функциональным передним мостом, снабженным механизмом управления с телескопической поперечной тягой, перед его известными зарубежными аналогами.

3.3. Особенности трансмиссии универсально-пропашного трактора для установки ГДМП

Кинематическая схема трансмиссии 4-колесного универсально-пропашного трактора повышенной маневренности несколько отличается от традиционной схемы. В ней в задней части корпуса трансмиссии, соосно с боковым валом отбора мощности, смонтирован гидравлический дифференциальный механизм поворота (рис. 3.21).

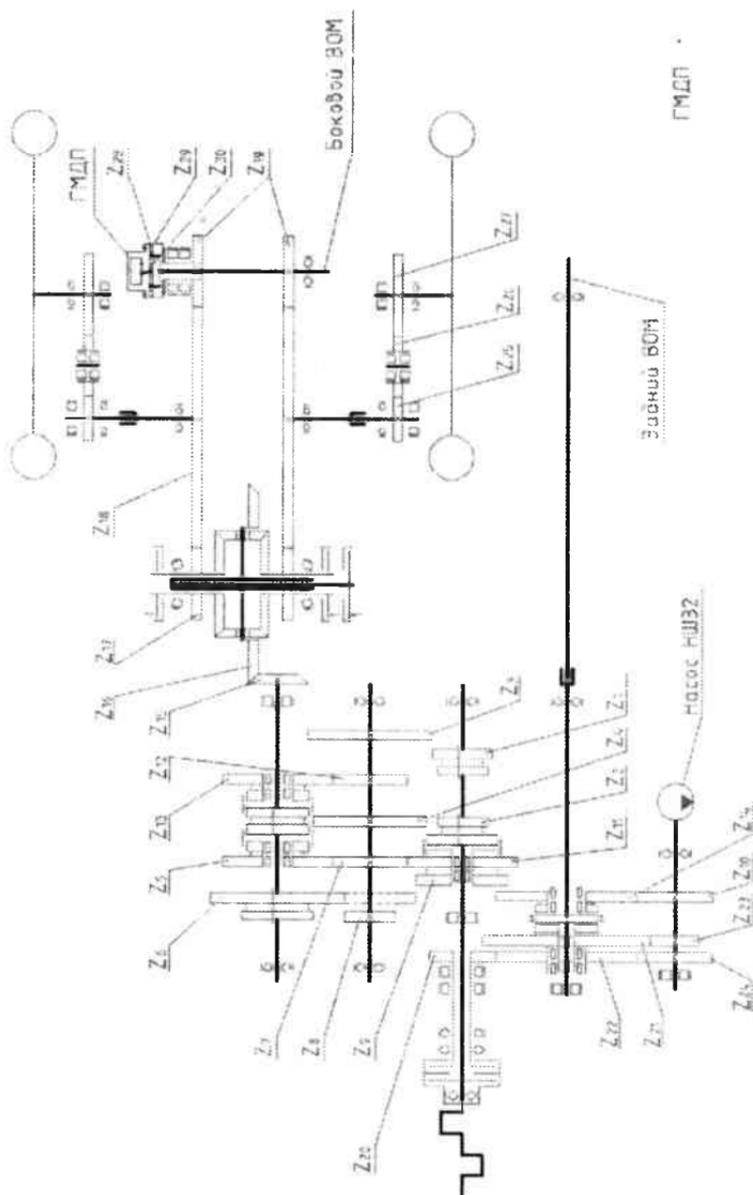


Рис.3.21. Кинематическая схема универсально-пропашного трактора, снабженного ГДМП

Существенной отличительной особенностью данной трансмиссии также является наличие дополнительного дискового стояночного тормоза (рис. 3.22).

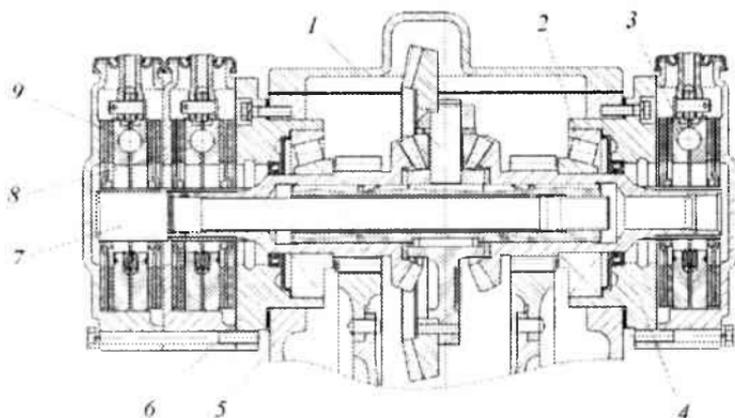


Рис.3.22. Тормоз стояночный: 1 – дифференциал; 2 – подшипник; 3 – тормоз правый; 4 – корпус правый; 5 – корпус трансмиссии; 6 – корпус левый; 7 – вал стояночного тормоза; 8 – тормоз левый; 9 – тормоз стояночный

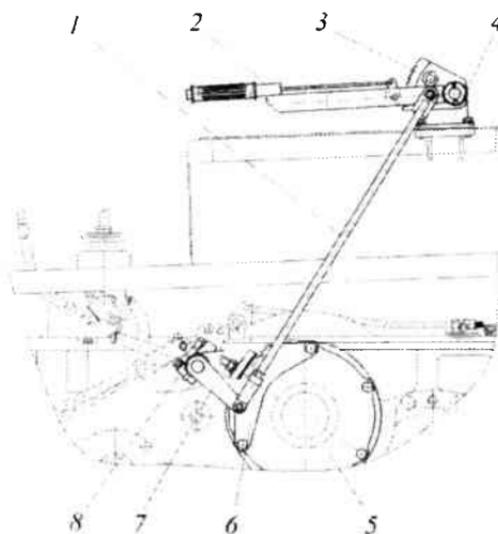


Рис.3.23. Управление стояночным тормозом: 1 – тяга; 2 – рычаг с рукояткой; 3 – сектор; 4 – кронштейн рычага; 5 – тормоз стояночный; 6 – кронштейн валика; 7 – валик с рычагом; 8 – рычаг тормоза

У серийных тракторов торможение трактора на стоянке осуществляется одновременным нажатием на обе тормозные педали с фиксацией их в нажатом положении, т.е. без дополнительного стояночного тормоза.

Дополнительный стояночный тормоз на универсально-пропашном тракторе необходим для повышения эффективности применения ГДМП. Его наличие позволяет иметь два режима поворота трактора:

– ГДМП включен, стояночный тормоз не задействован. В этом случае задние ведущие колеса начинают вращаться с разными скоростями, что позволяет частично уменьшить радиус поворота трактора по сравнению с режимом, когда ГДМП не работает:

– ГДМП включен, стояночный тормоз затянут. В этом случае задние ведущие колеса начинают вращаться в разные стороны, трактор разворачивается вокруг центра оси заднего моста, т.е. на месте. Данный вариант разворота возможен лишь при наличии у универсально-пропашного трактора порталного ведущего моста с механизмом управления, позволяющим разворачивать ведомые колеса в разные стороны.

Управление дополнительным стояночным тормозом (рис. 3.23) осуществляется механическим рычажным приводом от рукоятки, расположенной слева от сиденья машиниста-оператора.

3.4. Гидравлическая система четырехколесного универсально-пропашного трактора с функциональным передним мостом

Гидравлическая схема универсально-пропашного трактора, определяющая возможность его разворота на месте, приведенная на рис. 3.24 применима к варианту использования базового двухколесного переднего моста с бесприводными управляемыми колесами, а также при наличии механизма управления с телескопической поперечной тягой и гидравлического дифференциального механизма поворота (ГДМП).

Гидросистема универсально-пропашного трактора включает: гидронасос, гидрораспределитель, насос-дозатор с приоритетным клапаном, гидробак, теплообменник, гидроцилиндры навесной системы, трубопроводы и гидроарматуру. Дополнительно на трактор устанавливаются: гидросистема привода поворота и управления направляющих колес переднего моста, гидрообъемный дифференциальный механизм поворота.

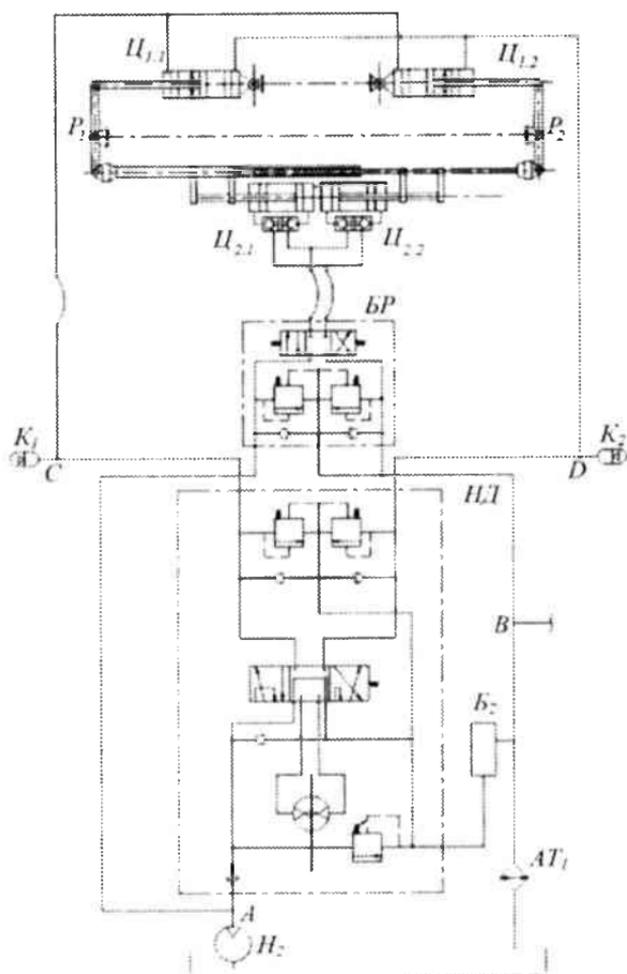


Рис.3.24. Гидравлическая система 4-колесного универсально-пропашного трактора с функциональным передним мостом

Гидрораспределитель применен четырех секционный, из них используется: для обеспечения работы гидросистем сельхозмашин – 2 секции, для задней гидронавесной системы – 1 секция, для ГДМП – 1 секция.

Перед разворотом трактора на месте необходимо установить передние колеса прямо (как при движении трактора по прямой), гидрораспределитель блока “насос-дозатора” ($HД$) установить в нейтральное положение.

К существующей гидравлической схеме добавляется “блок разворота” (*БР*), который подключается к напорной линии насоса НШ-10 в точке *A*, а сливная ветка *БР* подключается к сливной линии в точке *B*. К существующим веткам управления цилиндрами $C_{1,1}$ и $C_{1,2}$ добавляются объемные компенсаторы K_1 и K_2 в точках *C* и *D*. Рычаги поворота с одним плечом меняются на рычаги двухплечие P_1 и P_2 . К добавленным плечам рычагов поворота шарнирно крепится телескопическая штанга, а к ее подвижным частям – сдвоенные гидроцилиндры $C_{2,1}$ и $C_{2,2}$ с гидрозамками.

При подаче давления в левый трубопровод штоки гидроцилиндров $C_{2,1}$ и $C_{2,2}$ выдвигаются и при раздвижении телескопической штанги, через рычаги поворота разворачивают передние колеса в разные стороны до упора на определенный угол. При включении специальной передачи задние (ведущие) колеса, вращаясь в разных направлениях, разворачивают трактор на месте влево или вправо, в зависимости от того, в какую сторону будет переключен гидрораспределитель “блока разворота” (*БР*).

В цилиндрах $C_{1,1}$ и $C_{1,2}$ при раздвигании и задвигании штоков масло будет перетекать из одного цилиндра в другой, а из-за того, что при перемещении поршней цилиндров на одинаковое расстояние объемы масла в штоковой и бесштоковой полостях разные, то компенсируют излишек и недостаток масла компенсаторы K_1 и K_2 , принцип работы которых схож с гидроаккумуляторами.

Таким образом, разработки, проводимые как у нас, так и за рубежом, показывают, что развитие конструкций современных тракторов идет по пути универсализации и специализации. Необходимые эксплуатационные качества трактора достигаются различными конструктивными способами. При этом для достижения оптимальных агротехнических показателей высокими должны быть такие параметры трактора влияющие на урожайность, как маневренность, проходимость и устойчивость хода.

Маневренность характеризуется минимальным радиусом поворота, коэффициентом использования времени движения, устойчивостью прямолинейного движения трактора, угловыми и линейными колебаниями остова трактора.

Устойчивость хода – один из важных показателей, определяющих нормальные условия работы оператора, ход технологического процесса, прочность, долговечность работы узлов и механизмов трактора.

Агротехнические показатели универсально-пропашных тракторов и, в частности, показатели, характеризующие качество выполнения различных технологических операций, находятся в зависимости от устойчивости их движения.

Неравномерность обработки почвы, наличие погрешностей и перекрытий обрабатываемых площадей, глубоких разъемных борозд, неполное уничтожение сорняков в междурядьях, повреждение растений в рядах – все это служит следствием нарушения устойчивости движения трактора. Устранения подобных нежелательных явлений можно достичь применением того или иного вида конструкции рассмотренных передних мостов.

Проводимые в СКБ «Трактор» разработки по изменению базы и колеи трактора и его поворачиваемости позволят улучшить статическую и динамическую устойчивость трактора и его маневренность. Проходимость зависит от устойчивости трактора, удельного давления на почву, колеи, дорожного просвета, величины защитной зоны рабочих органов, габаритной ширины и высоты трактора и типа движителя. Первые шесть показателей в определенной степени решаются применением вышеизложенных прогрессивных конструкций передних мостов, тогда как последний показатель зависит не только от конструкции, но и от наличия либо отсутствия привода к переднему мосту. Следующая глава данной работы посвящена передним ведущим мостам универсально-пропашных тракторов.



Глава 4

ПЕРЕДНИЕ ВЕДУЩИЕ МОСТЫ ДЛЯ ХЛОПКОВОДЧЕСКИХ УНИВЕРСАЛЬНО – ПРОПАШНЫХ ТРАКТОРОВ

- 4.1. Передний ведущий мост универсально-пропашного трактора ТТЗ – 82М и его аналоги
- 4.2. Привод переднего ведущего моста

Глава 4. Передние ведущие мосты для хлопководческих универсально – пропашных тракторов

4.1. Передний ведущий мост универсально-пропашного трактора ТТЗ – 82М и его аналоги

Передние ведущие мосты универсально-пропашных тракторов существенно отличаются от ведущих мостов колесных тракторов общего назначения. У них для увеличения агротехнического просвета средняя часть расположена выше осей колес, а сами колеса поворачиваются относительно вертикальной оси.

Принципиальное строение передних ведущих мостов универсально-пропашных тракторов между собой схоже, но в то же время они различаются конструктивным исполнением.

Для выявления преимуществ и недостатков переднего ведущего моста универсально-пропашного трактора ТТЗ - 82М рассмотрим конструкцию его аналогов, т.е. конструкцию передних ведущих мостов универсально-пропашных тракторов ЛТЗ - 82 и МТЗ - 82.

4.1.1. Передний ведущий мост универсально-пропашного трактора ЛТЗ-82

Передний ведущий мост (рис. 4.1) трактора Липецкого тракторного завода ЛТЗ-82 состоит из главной передачи, дифференциала, раздаточной коробки, подвески и конечной передачи [35].

Главная передача представляет собой пару 4, 13 конических шестерен с круговым зубом. Ведомая шестерня 4 является составной частью дифференциала и прикреплена к корпусу 12 дифференциала штифтами и болтами.

Дифференциал переднего ведущего моста представляет собой двоячную обгонную муфту двойного действия храпового типа. Дифференциал состоит из корпуса 12, шлицевой обоймы 8, крыш-

ки 10 и ведомой шестерни 4, соединенной между собой четырьмя болтами. В корпусе, крышке и ведомой шестерне дифференциала имеются две оси 7, на каждой из которых на шпонке установлена собачка 9. При вращении ведомой шестерни собачки 9 вводятся в зацепление с внутренними обоймами 8 силой трения, возникающей между поверхностями тормозных шайб 6 и специальными упорами на концах осей собачки 9.

Для создания силы трения оси постоянно поджимаются к тормозным шайбам пружинами. В зависимости от направления вращения собачка входит в зацепление одним или другим концом. Если задние колеса вращаются с буксованием менее 4 %, то шлицевые обоймы обгоняют ведомую шестерню и собачки вынуждены прищёлкивать по зубьям обойм. Как только буксование задних колес достигнет 4 %, поступательное движение трактора уменьшится настолько, что угловые скорости обоймы и ведомой шестерни выравниваются. При дальнейшем увеличении буксования задних колес собачки войдут в зацепление со шлицевой обоймой, и крутящий момент начнет передаваться от ведомой шестерни через шлицевые обоймы и полуоси 9 к передним колесам.

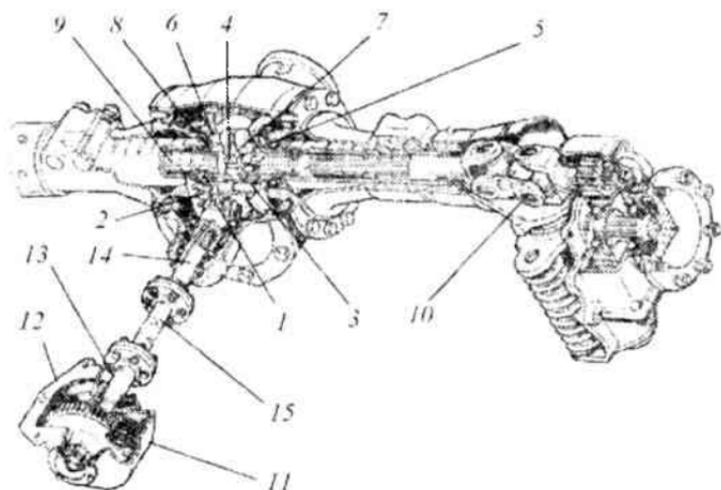


Рис.4.1. Передний мост трактора ЛТЗ - 82: 1 – шестерня; 2 – вал раздаточной коробки; 3 – ведущий вал главной передачи; 4 – ведомая шестерня; 5 – полуоси; 6 – тормозная шайба; 7 – ось; 8 – шлицевая обойма; 9 – собачка; 10 – крышка; 11 – сдвоенные карданы; 12 – корпус дифференциала; 13 – ведущая шестерня; 14 – вал привода; 15 – корпус раздаточной коробки;

выступ	z1	z2	z3	z4	z5	z6	z7	z8	z9	z10	z11	z12	z13	z14	z15	z16	z17	z18	z19	z20	z21	z22	z23	z24	z25	z26	z27	z28	z29	z30	z31	z32	z33	z34	z35	z36	z37	z38	z39	z40	z41	z42
число зубьев	17	21	38	34	30	39	24	27	30	31	16	39	41	24	39	31	16	16	46	23	39	13	60	15	68	13	19	50	41	20	30	24	24	28	27	28	27	32	9	39	15	38

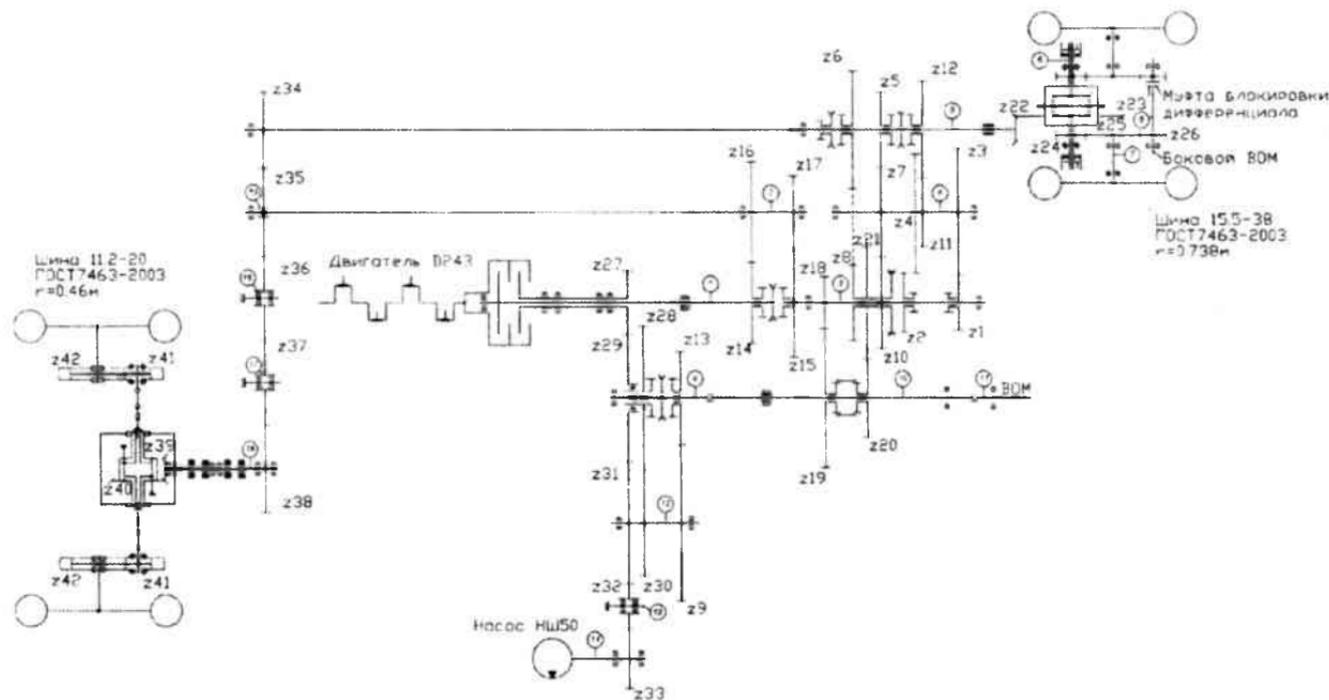


Рис.4.2. Кинематическая схема трансмиссии трактора, снабженного передним мостом трактора ЛТЗ - 82

Дифференциал устанавливают в рукава на двух шарикоподшипниках.

От полуосей 5 крутящий момент передается к конечным передачам через сдвоенные карданы 11.

Привод к переднему ведущему мосту (рис. 4.2) от коробки передач осуществляется через раздаточную коробку, состоящую из корпуса 15 (см.рис. 4.1), шестерни 1, которая установлена на шлицах вала 2 раздаточной коробки.

Вращение от вала 2 раздаточной коробки к ведущему валу 3 главной передачи передается через вал 14 привода.

Корпус переднего моста соединен с брусом двумя полыми осями, на которых мост вместе с колесами может качаться в поперечной плоскости, отклоняясь на угол, ограниченный упором ребер крышки и корпуса моста в брус трактора.

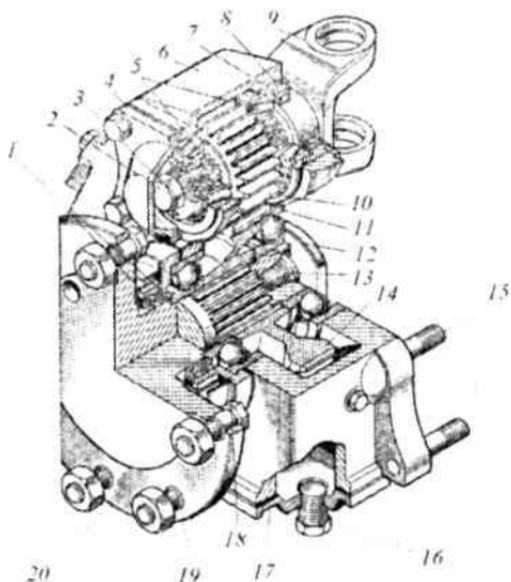


Рис.4.3. Конечная передача: 1, 8 – манжеты; 2, 13, 19 – болты; 3, 12 – стопорные шайбы; 4 – крышка; 5 – роликоподшипник; 6 – корпус; 7 – стакан подшипника; 9 – вилка ведущей шестерни; 10 – ведущая шестерня; 11 – шарикоподшипник; 14 – ведомая шестерня; 15 – шпилька; 16 – пробка; 17 – поддон; 18 – корпус манжеты; 20 – полуось

Конечные передачи (рис. 4.3) предназначены для снижения частоты вращения и увеличения крутящего момента, передаваемого

передним ведущим колесом тракторов. Конечная передача представляет собой одноступенчатый редуктор с прямозубыми шестернями. Ведущая шестерня 10 установлена на шлицевом конце вилки 9 и смонтирована в корпусе 6 на двух конических роликоподшипниках 5. Ведомая шестерня 14 установлена на шлицы полуоси 20 и смонтирована в корпусе редуктора на двух шарикоподшипниках. К фланцу полуоси 20 болтами прикреплен диск колеса.

К корпусу редуктора прикреплены кронштейны крыльев передних колес и поворотные рычаги, к которым, в свою очередь, прикреплены тяги рулевой трапеции.

4.1.2. Передний ведущий мост универсально-пропашного трактора МТЗ-82

Передний ведущий мост (рис. 4.4; 4.5) трактора Минского тракторного завода МТЗ-82 состоит из главной передачи *A*, дифференциала *B* и колесных редукторов *B* [36]. Главная передача представляет собой пару конических шестерен 30 и 39 со спиральным зубом.

Передний ведущий мост трактора МТЗ-82 выполнен в П-образной форме. Он шарнирно соединен с передним брусом полурамы. Корпус 38 (рис. 4.6) моста и крышка 23, отлитые и вместе с рукавами полуосей стянуты болтами. В горловинах рукавов закреплены выдвижные корпуса 20, сила тяжести трактора через них, пружину 43, корпус 12 конечных передач и подшипники 8 и 4 воспринимается колесами.

Ведущая коническая шестерня 39 карданными валами соединена с раздаточной коробкой. Когда происходит автоматическое или принудительное включение переднего моста, крутящий момент через конические шестерни 39 и 30 и дифференциал передается на полуоси 18, через верхнюю пару конических шестерен – на вертикальные валы 46, нижние пары конических шестерен 41 конечных передач и на ведущие колеса 14.

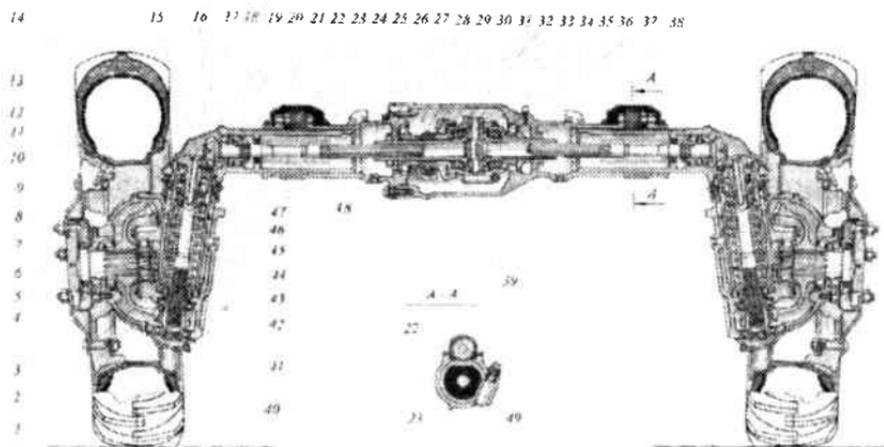


Рис.4.4. Передний ведущий мост трактора МТЗ - 82: 1, 17, 21, 23 и 36 – крышки; 2, 41 – ведомая и ведущая конические шестерни; 3 – грязевик; 4, 8, 16, 26, 40, 42 – подшипники; 5 – корпус уплотнения; 6, 10, 15, 19, 27, 31– регулировочные кольца и прокладки; 7 – ведомый вал конечной передачи с фланцем для крепления колеса; 9 – стакан подшипника; 11 – диск колеса; 12 – корпус конечной передачи; 13 – стакан с уплотнением; 14 – ведущее колесо; 18 – полуоси; 20 – выдвигной корпус; 22 – червяк; 24 – полуосевые шестерни; 25 – обойма; 28 – корпус дифференциала; 29 – круглая гайка; 30 и 39 – ведомая и ведущая конические шестерни; 32, 37 – фрикционные диски; 33 – нажимная чашка; 34 – оси сателлитов; 35 – сателлит; 36 – крышка; 38 – корпус моста; 43 – пружина; 44 – шворневая труба; 45 – гильза; 46 – вертикальный вал; 47 – упорная шайба; 48 – упорный фланец; 49 – клиновый болт

Ведущая шестерня 39 вращается в конических подшипниках 54, установленных в стакане 51.

Под его фланец подложены прокладки 50 для регулировки зацепления шестерен. Подшипники регулируют подбором колец 53 при сборке.

Ведомая коническая шестерня 30 насажена на зубчатый венец корпуса 28 дифференциала и закреплена круглой гайкой 29. Корпус дифференциала вместе с притянутой к нему крышкой и ведомой конической шестерней вращается в конических роликовых подшипниках 27. Зазор в подшипниках (0,1 мм) регулируют подбором разрезных прокладок 25 в стыке корпуса заднего моста и его крышки.

Под шестерню 30 подкладывают регулировочные прокладки 31 для того, чтобы выдержать размер от внутренней опорной поверхности шестерни до оси вала ведущей шестерни, равным $40,7 \pm 0,15$ мм.

Шестерни	z1	z2	z3	z4	z5	z6	z7	z8	z9	z10	z11	z12	z13	z14	z15	z16	z17	z18	z19	z20	z21	z22	z23	z24	z25	z26	z27	z28	z29	z30	z31	z32	z33	z34	z35	z36	z37	z38	z39	z40	z41	z42
Число зубьев	17	21	38	34	30	39	24	27	30	31	16	39	41	24	39	31	16	16	46	23	39	13	40	15	68	13	19	50	41	20	30	24	24	15	16	26	28	27	28	27	47	11

Шестерни	z43	z44	z45	z46	z47
Число зубьев	24	11	14	12	58

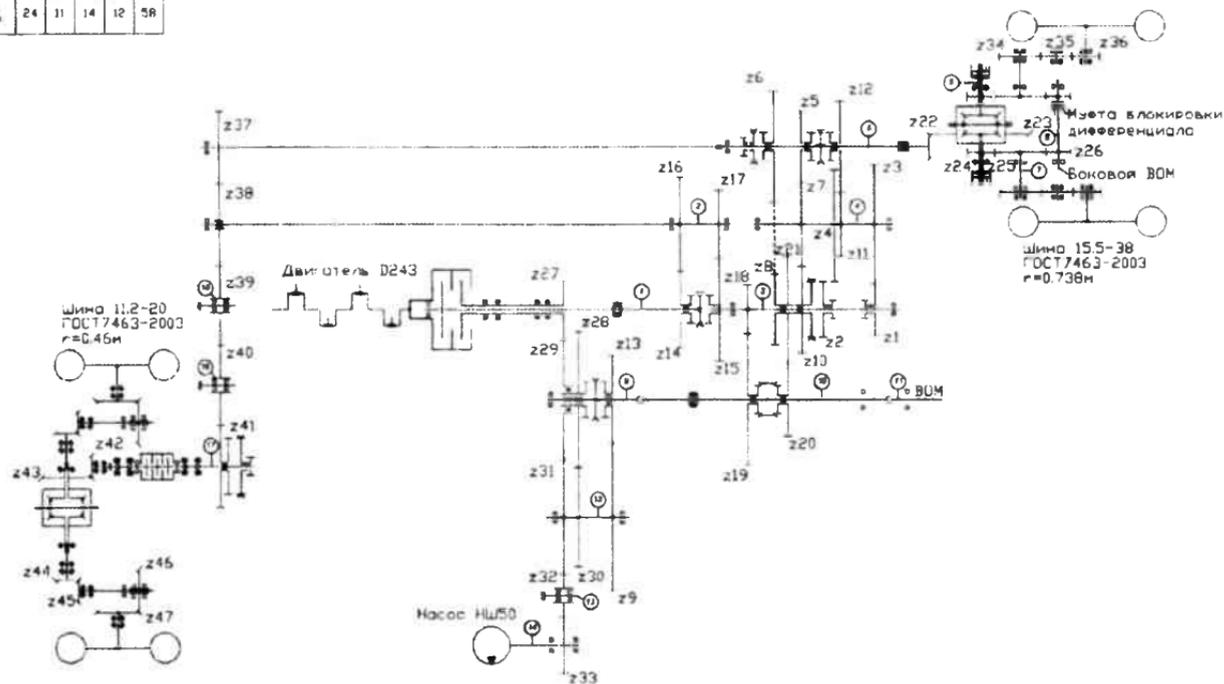


Рис.4.5. Кинематическая схема трансмиссии трактора, снабженного передним мостом трактора МТЗ-82

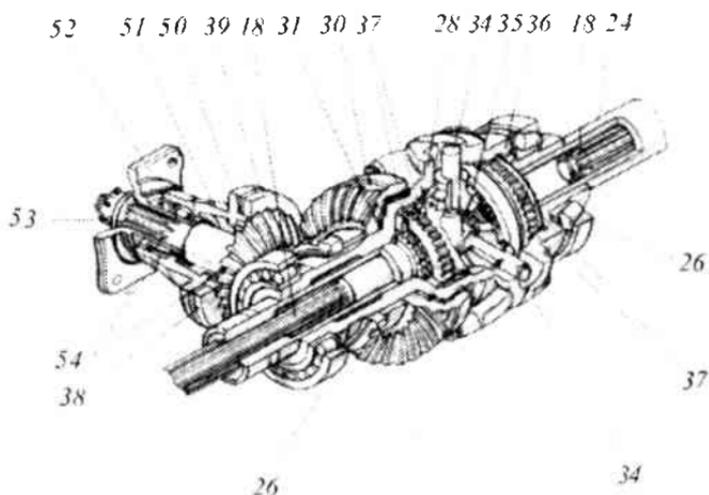


Рис.4.6. Дифференциал переднего ведущего моста трактора МТЗ-82 (см.рис. 4.4): 18 – полуоси; 24 – полуосевые шестерни; 26, 54 – подшипники; 28 – корпус дифференциала; 30 и 39 – ведомая и ведущая конические шестерни; 31 – регулировочное кольцо; 34 – оси сателлитов; 35 – сателлит; 36 – крышка; 37 – фрикционные диски; 38 – корпус моста; 50, 52 – регулировочные кольца; 51 – стакан подшипника; 53 – фланец

Дифференциал – повышенного трения с автоматической блокировкой. В полости, образованной корпусом 28 и крышкой 36, на перекрещивающихся осях 34 размещены четыре сателлита 35, зацепленные с полуосевыми шестернями 24, на ступицах которых находятся нажимные блокирующие чашки 33. Расточки последних охватывают ступицы сателлитов. Между торцами чашек и корпусом дифференциала помещены по два стальных диска фрикционных муфт.

Ведущие диски своими зубцами входят в пазы корпуса, а ведомые в свою очередь соединены со шлицами ступиц полуосевых шестерен.

Дифференциал блокируется автоматически вследствие смещения осей сателлитов. Чтобы иметь такую возможность, последние не зажаты между корпусом и крышкой, а свободно вставлены в окна так, что одна ось соприкасается со скосами С крышки, а другая – с такими же скосами корпуса. При вращении корпуса дифференциала оси сателлитов вследствие сопротивления колес несколько отстают от корпуса. Скользя по скосам вырезов, одна ось

сдвигается вправо, а другая – влево. Сателлиты, смещаясь вместе с осями, нажимают на блокирующие чашки и сжимают диски. В результате и происходит автоматическое блокирование дифференциала.

Конечная передача представляет собой редуктор с двумя парами конических шестерен. Ведущая шестерня верхней пары изготовлена заодно с полуосью 18, а ведомая – с вертикальным валом 46. Внутренний конец полуоси шлицами соединен со ступицей полуосевой шестерни, а наружный опирается на сдвоенные конические роликовые подшипники 16. Так же устроены и опоры вертикального вала.

Нижняя коническая пара состоит из ведущей 41 и ведомой 2 шестерен. Ведущая шестерня вращается в шариковых подшипниках, установленных в расточках корпуса. Она соединена шлицами с вертикальным валом 46. Ведомая шестерня посажена на шлицы вала 7, опирающегося на сдвоенные конические подшипники 8 и роликовый цилиндрический подшипник 4, который установлен в расточке корпуса.

Разрезные прокладки 10 под фланцем стакана 9, в котором установлены конические подшипники, служат для регулировки зацепления конических шестерен, а кольца 6 на валу – для регулировки подшипников.

К фланцу, выполненному заодно с валом 7, крепится диск ведущего колеса.

Для поворота трактора колеса поворачиваются вместе с корпусами конечных передач. Это оказывается возможным благодаря шарнирно-шкворневому соединению корпусов конечных передач с балкой переднего моста. Корпус 12 конечной передачи вместе с запрессованной в его прилив гильзой 45 надет на шкворневую трубу 44, также запрессованную во фланец 48 и приваренную к нему.

Фланец притянут болтами к выдвигному корпусу 20 верхней конической пары. Между трубой и гильзой имеется небольшой зазор, а их соприкасающиеся поверхности тщательно отшлифованы и уплотнены резиновыми кольцами, заложенными в проточки гильзы.

Пружина 43 в шкворневой трубе, упирающаяся верхним концом в шайбу 47, а нижним – через шариковый упорный подшипник 42 в корпус, смягчает толчки, которые передаются от колеса остову трактора.

Когда корпус перемещается вдоль трубы, пружина сжимается: при этом вертикальный вал не препятствует перемещению корпуса, так как его шлицевой конец свободно вставлен в ступицу шестерни 41.

Телескопическое соединение выдвигающих корпусов 20 с рукавами полуосей позволяет изменять колею передних колес.

Детали переднего моста смазывают трансмиссионным маслом. Его заливают непосредственно в изолированные одна от другой полости дифференциала, верхних конических шестерен и конечных передач. Чтобы при работе в особо тяжелых условиях предотвратить поломку переднего моста, подводимый к нему крутящий момент ограничен фрикционной предохранительной муфтой, смонтированной в промежуточной опоре карданной передачи. Диски муфты пробуксовывают, когда крутящий момент превышает 600 – 700 Нм.

4.1.3. Передний ведущий мост универсально-пропашного трактора ТТЗ-82М

С учетом специфических требований зоны хлопководство, а также мировой тенденции реализуемые ведущими транснациональными фирмами, выпускающими широкий типаж тракторов в виде ряда типизированных и унифицированных семейств, на универсально-пропашном тракторе ТТЗ-82М в качестве переднего ведущего моста применен балочный мост конструкции всемирно известной компании CARRARO (Италия) [37-41].

Посредством компоновки определено, что для конструкции универсально-пропашного трактора ТТЗ-82М приемлем передний ведущий мост модели 20.16, комплектуемый с колесами 13,6R24. Конструкция переднего ведущего моста включает в себя рулевые тяги и двухштоковый исполнительный цилиндр.

Отличительная особенность этого переднего ведущего моста – конечная передача, выполнена в виде планетарного редуктора.

Для обеспечения привода к переднему ведущему мосту применена карданная передача, соединяющая его с приводом, находящимся в трансмиссии. Снаружи карданная передача закрывается металлическим кожухом.

Сам передний ведущий мост посредством четырех отверстий на лапах кронштейнов закреплен с нижней стороны переднего бруса трактора. На этих кронштейнах он имеет возможность качения 12° вверх и вниз от горизонтальной поперечной оси балки.

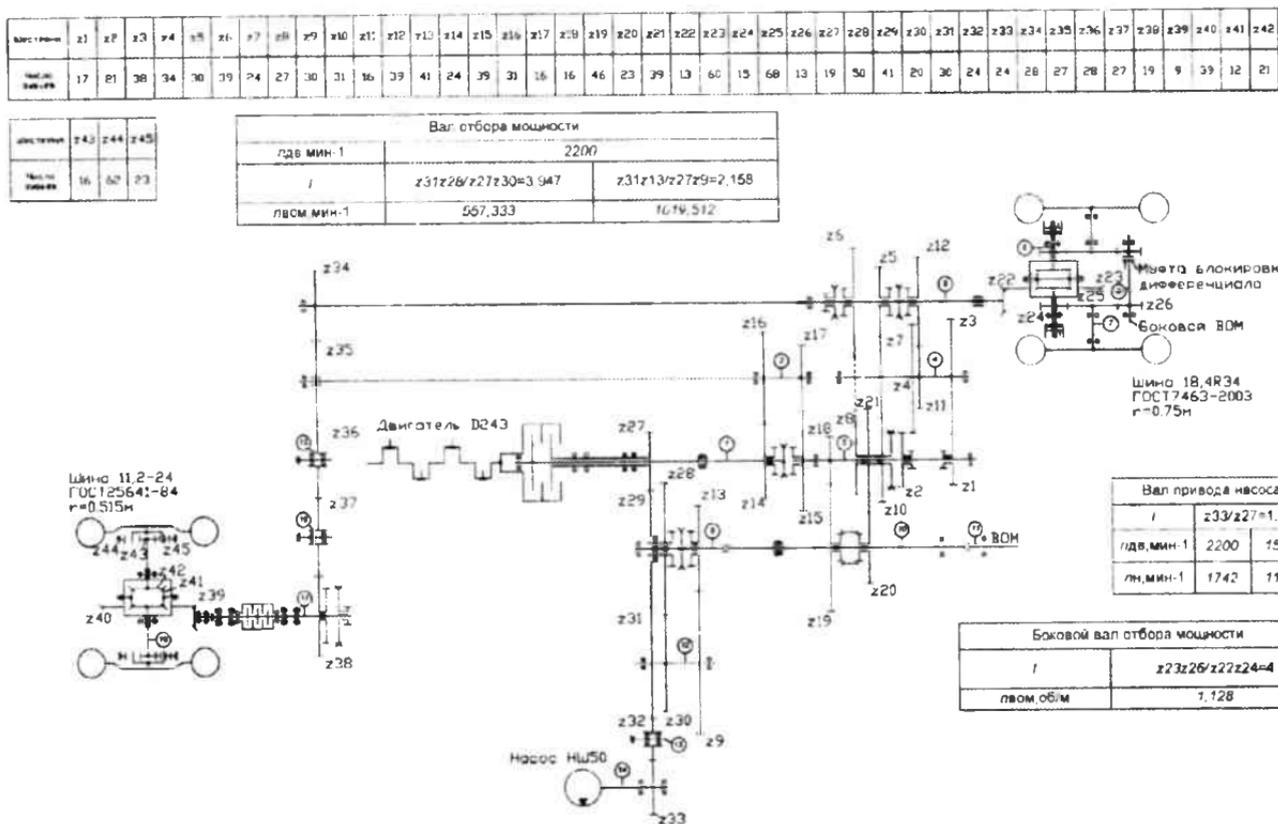


Рис.4.7. Кинематическая схема трансмиссии трактора, снабженного передним мостом фирмы КАРРАРО

Конструкцией обеспечивается максимальный угол поворота колеса (55°), что обеспечивает минимальный радиус поворота трактора. Для устранения разбрызгивания грязи передние колеса снабжены крыльями, выполняющими роль брызговиков.

Минимальная колея по переднему ведущему мосту – 1450 мм. С учетом перестановки диска колеса колея может устанавливаться от 1450 до 1710 мм.

Передний ведущий мост модели 20.16 имеет передаточное отношение $u = 21,12$.

В компоновке кинематической схемы (рис.4.7) привода трактора учтены технические новации и решения, принятые отдельными зарубежными тракторостроительными фирмами и заводами.

Ниже подробно рассмотрим конструкцию привода переднего ведущего моста универсально-пропашного трактора ТТЗ - 82М.

4.2. Привод переднего ведущего моста

Привод переднего ведущего моста [39] включает раздаточный редуктор и его привод, карданный привод и управление приводом переднего ведущего моста.

Для передачи крутящего момента от двигателя на передний ведущий мост в силовой передаче трактора предусмотрен привод раздаточного редуктора (рис. 4.8).

Данный привод представляет собой редуктор, смонтированный в литом корпусе, который крепится, с одной стороны, к картеру муфты сцепления, а с другой – к корпусу трансмиссии через промежуточный лист.

Привод раздаточного редуктора состоит из трех шестерен 17, 18, 26, установленных на подшипниковых опорах соосно вторичному, первичному и нижнему валам коробки перемены передач.

На нижнем люке корпуса привода установлен раздаточный редуктор (рис. 4.9), включающий в себя ведущую 12 и ведомую 16 шестерни. Ведущая шестерня установлена на неподвижной оси 10 и входит в зацепление с шестерней привода 26. Ведомая шестерня установлена на выходном валу 18, на конце которого смонтирована предохранительная муфта, состоящая из ведущих и ведомых дисков 6, сжатых тарельчатыми пружинами 5. С фланцем 1 раздаточного редуктора соединяется карданный привод.

Карданный привод (рис. 4.10) предназначен для передачи крутящего момента от раздаточного редуктора к переднему ведущему

мосту. Он состоит из карданного вала 1, опоры 4, защитного кожуха 3.

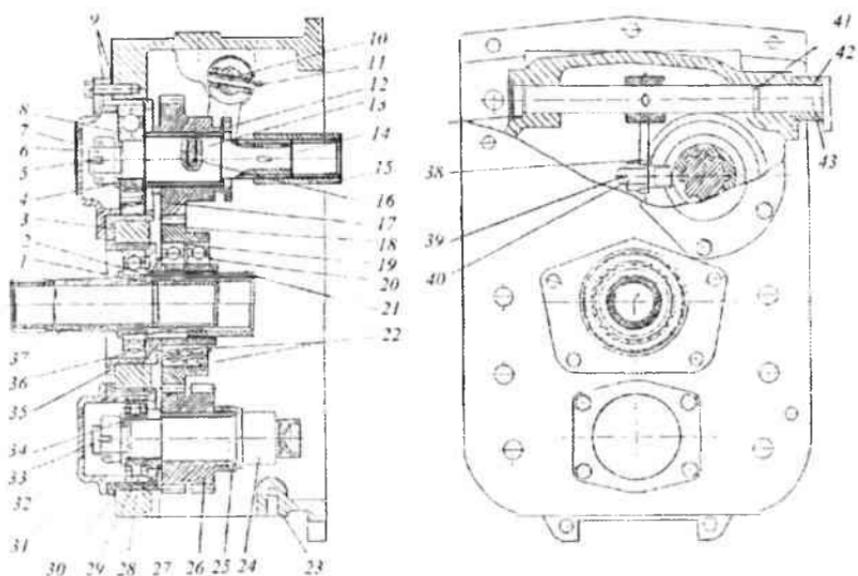


Рис. 4.8. Привод раздаточного редуктора: 1, 2 – кольца; 3 – гнездо подшипника ведущего вала редуктора; 4, 34 – шайбы; 5, 10, 14, 33, 39 – шплинты; 6, 31 – гайка; 7, 32 – крышки подшипников валов редуктора; 8, 22, 28, 36 – подшипники; 9, 30 – прокладки; 11 – проволока; 12 – шарик; 13 – вал ведущий; 15 – втулка шлицевая ведущего вала редуктора; 16 – пружина фиксатора; 17 – шестерня ведущего вала редуктора; 18 – шестерня промежуточная; 19, 20 – кольца; 21 – втулка шлицевая; 23 – проставка; 24 – вал; 25, 27 – втулки упорные; 26 – шестерня; 29 – гнездо переднего подшипника нижнего вала; 35 – гнездо подшипника трубчатого вала; 37 – вал трубчатый; 38 – рычаг; 40 – палец включения блокировки дифференциала; 41 – кольцо уплотнительное; 42 – втулка; 43 – вал с рычагом

Карданный вал открытого типа снабжен двумя карданными шарнирами на игольчатых подшипниках. Для компенсации перемещений карданного вала при качении его вилка может перемещаться относительно втулки вдоль оси по шлицам.

Для предотвращения наматывания на карданный вал посторонних предметов установлена опора 4, к которой крепится защитный кожух 3.

Включение и выключение переднего ведущего моста осуществляются рукояткой (рис. 4.11), расположенной в кабине трактора с левой стороны от сиденья.

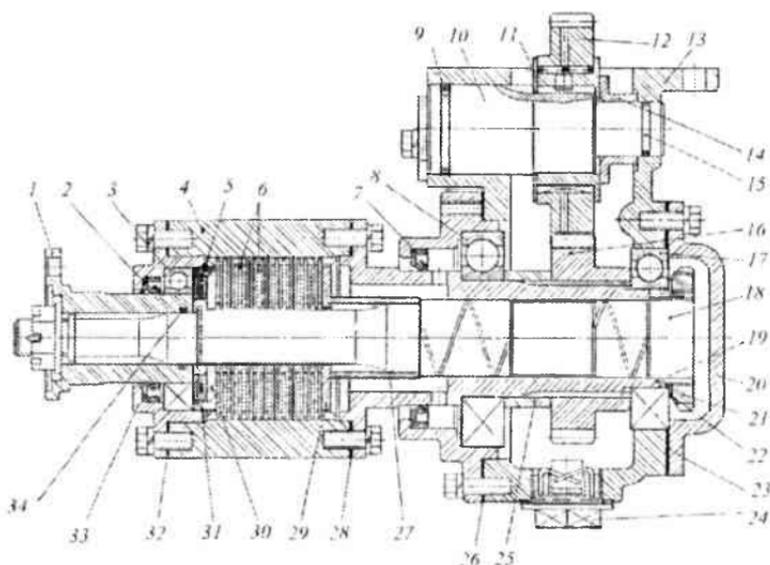


Рис.4.9. Редуктор раздаточный: 1 – фланец; 2, 7 – сальники; 3, 8, 17 – подшипники; 4 – втулка; 5 – пружина тарельчатая; 6 – диски ведомый и ведущий; 9, 15, 34 – кольца уплотнительные; 10 – ось паразитной шестерни; 11 – шайба; 12 – шестерня паразитная; 13 – корпус редуктора; 14 – втулка; 16 – шестерня ведомая; 18 – вал; 19 – вал редуктора ведомый; 20 – крышка; 21 – гайка; 22 – шайба стопорная; 23, 26, 28, 32 – прокладки; 24 – пробка спускная; 25, 27 – втулка распорная; 29, 30 – диски; 31 – втулка; 33 – стакан

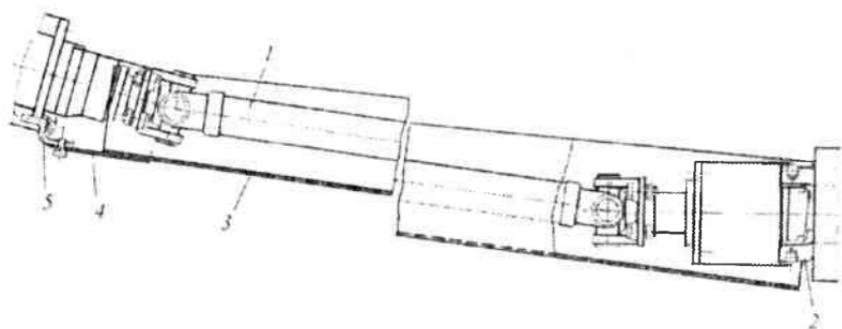


Рис.4.10. Карданный привод: 1 – вал карданный; 2, 5 – скоба; 3 – кожух; 4 – опора

Перемещая рукоятку 5 вперед (от себя) через систему рычагов 4, 6, 9 и тяг 1, 8 поворачивается вал 43 (см.рис. 4.8) с рычагом 38, который, перемещая шестерню 17, включает привод переднего моста. Перемещением рукоятки 5 (см.рис. 4.11) назад шестерня 17

(см.рис. 4.8) выводится из зацепления и привод переднего моста выключается.

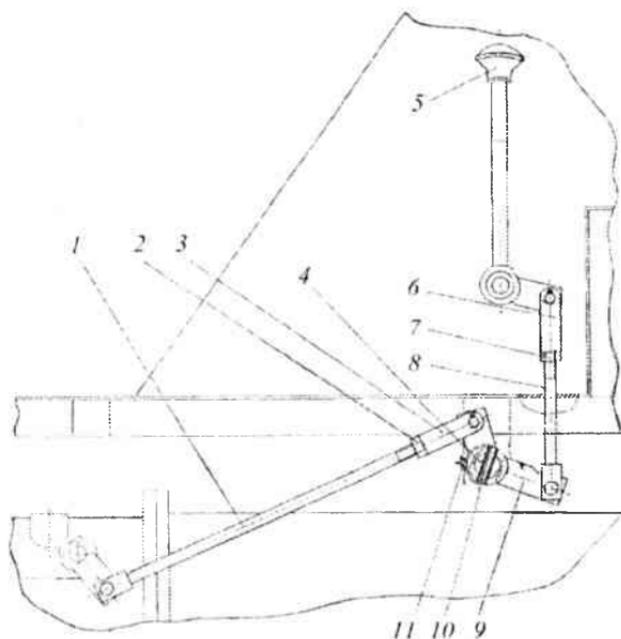


Рис. 4.11. Управление приводом переднего ведущего моста: 1 – тяга; 2, 7 – гайка; 3 – вилка; 4 – вилка с рычагом; 5 – рукоятка рычага; 6 – рычаг управления; 8 – тяга; 9 – рычаг; 10 – штифт; 11 – проволока

Таким образом, рассмотренный в данной главе ведущий передний мост, а также прогрессивные передние мосты, проанализированные в предыдущих главах, способствуют повышению проходимости, маневренности и устойчивости универсально-пропашных тракторов и расширяют диапазон их применения, а также дают толчок к техническому и технологическому обновлению промышленных производств, выпускающих эти тракторы.

Между тем осуществление широкомасштабной модернизации технического и технологического обновления промышленных производств, оснащение их самым современным высокотехнологичным оборудованием, ускоренное внедрение в отраслях промышленности современных научных достижений и прогрессивных инновационных технологий, безусловно, опирается на передовые методы расчета и проектирования новых тракторов.

В связи с этим в СКБ «Трактор» разрабатываются и проверяются на практике передовые методы расчета и проектирования агрегатов систем, отрабатывается технология, позволяющая производить объекты с высокими показателями надежности и долговечности. Главное внимание в этом направлении отводится расчету и проектированию агрегатов трактора, в частности, расчету переднего моста универсально-пропашного трактора хлопкового назначения.

Глава 5

РАСЧЕТ ПЕРЕДНЕГО МОСТА УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНОГО ТРАКТОРА

- 5.1. Расчет механизмов переднего моста
- 5.2. Расчет переднего моста с регулируемым клиренсом
- 5.3. Особенности расчета переднего ведущего моста

Глава 5. Расчет переднего моста универсально-пропашного трактора

5.1. Расчет механизмов переднего моста

При расчете механизмов переднего моста рассчитывают:

- направляющие колеса на удельное давление на почву;
- переднюю балку на изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях в сечении у оси качения;
- шип поворотной цапфы на изгиб в опасном сечении у основания;
- шкворень поворотной цапфы на напряжения смятия и напряжения кручения;
- подшипники передних колес по условной нагрузке.

Опираясь на известные работы [2–4, 8, 9], рассмотрим расчет узлов и деталей переднего моста универсально-пропашных тракторов.

Направляющие колеса должны иметь минимальное удельное давление на почву, оказывать небольшое сопротивление движению трактора и иметь высокие сцепные качества с почвой.

При подборе направляющих колес руководствуются их грузоподъемностью

$$Q = F_k q_{\text{ув}}, \quad (5.1)$$

где F_k – площадь контакта, м²;

$q_{\text{ув}}$ – среднее удельное давление на почву, МПа.

Грузоподъемностью колес называется наибольшая нагрузка, при которой величина радиальной деформации шины обеспечивает максимальный срок ее службы.

При движении трактора на переднюю балку передается сила тяжести передней части трактора G_{nm} и толкающее усилие

$$P_m = f_n (G_{nm} + G_{nk}), \quad (5.2)$$

где f_n – коэффициент перекатывания;

G_{nm} – сила тяжести передней части трактора, Н;

G_{nm} – сила тяжести переднего моста, Н.

При центральной подвеске передней балки (рис.5.1) реакции под передними колесами равны. Балку рассчитывают на изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях в сечении у оси качения колес.

Расчет оси проводят для трех случаев, т.е. для случаев когда: происходит занос трактора; трактор движется по неровностям; переднее колесо трактора встречается с препятствием.

При заносе в соответствии с работой [2] максимальный расчетный изгибающий момент определяют по формуле:

- для правого колеса

$$M_{un} = \frac{P_{zn} B_k}{2} + P_{zn} h_0; \quad (5.3)$$

- для левого колеса

$$M_{un} = \frac{P_{zl} B_k}{2} - P_{zl} h_0, \quad (5.4)$$

где P_{zn} и P_{zl} – соответственно вертикальная сила реакции почвы правого и левого колес, Н;

B_k – ширина колеи передних колес, м;

P_{zn} и P_{zl} – сила реакции почвы к заносу соответственно правого и левого колес, Н;

h_0 – высота расположения оси качения передней балки, м.

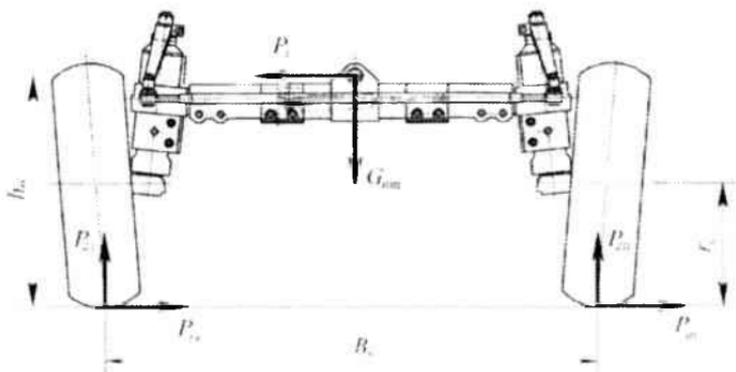


Рис.5.1. Схема сил, действующих на балку переднего моста

Вертикальная сила реакции почвы правой и левой колесе составит

$$P_{zn} = \frac{G_{nm}}{2} \left(1 - \frac{2h_0 \varphi_{сн}}{B_k} \right) - G_{мк}, \quad (5.5)$$

$$P_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{нм}}}{2} \left(1 + \frac{2h_0 \varphi_{\text{сч}}}{B_n} \right) - G_{\text{нк}}, \quad (5.6)$$

где $G_{\text{нк}}$ – сила тяжести переднего колеса, Н;

$\varphi_{\text{сч}}$ – коэффициент сцепления;

$G_{\text{нк}}$ – коэффициент сцепления с почвой.

Сила реакции почвы к заносу правого и левого колеса будет

$$P_{\text{л}} = \frac{G_{\text{нм}} \varphi_{\text{сч}}}{2} \left(1 - \frac{2h_0 \varphi_{\text{сч}}}{B_n} \right), \quad (5.7)$$

$$P_{\text{п}} = \frac{G_{\text{нм}} \varphi_{\text{сч}}}{2} \left(1 + \frac{2h_0 \varphi_{\text{сч}}}{B_n} \right). \quad (5.8)$$

При движении по неровностям возникает только изгибающий момент в вертикальной плоскости

$$M_{\text{из}} = K_d \frac{G_{\text{нм}} B_k}{4}, \quad (5.9)$$

где K_d – коэффициент динамичности. $K_d = 2 - 2,5$ [2].

Для случая, когда передние колеса встречаются с препятствием, переднюю балку рассчитывают на изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях в сечении у оси качения и на скручивающий момент.

Изгибающий момент в вертикальной плоскости

$$M_{\text{из}} = \frac{B_k}{2} \left(\frac{G_{\text{нм}}}{2} - G_{\text{нк}} \right), \quad (5.10)$$

изгибающий момент в горизонтальной плоскости

$$M_{\text{из}} = \frac{G_{\text{нм}} B_k}{4} \varphi_{\text{сч}}, \quad (5.11)$$

где $G_{\text{нм}}$ – сила тяжести трактора, приходящаяся на задние ведущие колеса, Н.

Скручивающий момент определяют по формуле

$$M_{\text{скр}} = P_{\text{пр}} (h_0 - r_k), \quad (5.12)$$

где r_k – радиус переднего колеса, м.

Напряжение изгиба в вертикальной плоскости

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_n}, \quad (5.13)$$

где W_n – момент сопротивления опасного сечения на изгиб в вертикальной плоскости.

Напряжение изгиба в горизонтальной плоскости

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_z}, \quad (5.14)$$

где W_z – момент сопротивления опасного сечения на изгиб в горизонтальной плоскости.

Напряжения на кручения

$$\tau_{сп} = \frac{M_{сп}}{W_{\kappa}}, \quad (5.15)$$

где W_{κ} – момент сопротивления опасного сечения на кручения.

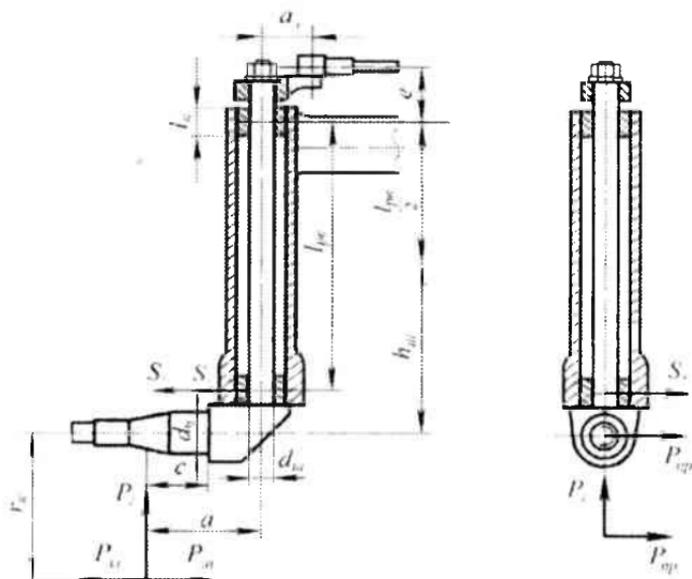


Рис.5.2. Схема расчета шипа и шкворня поворотной цапфы

Шип поворотной цапфы рассчитывают на изгиб в опасном сечении (рис. 5.2) у основания. Расчет проводят для случая, когда передние колеса трактора встретили препятствие. При воздействии на поворотную цапфу сил P_z и P_{np} , у основания шипа цапфы возникает изгибающий момент

$$M_{из} = c \sqrt{P_z^2 + P_{np}^2}, \quad (5.16)$$

где c – расстояние точки опоры колеса до основания шипа цапфы, м.

Напряжение изгиба

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{M_{из}}{0,1d_{из}^3}, \quad (5.17)$$

где $W_{из}$ – момент сопротивления шипа цапфы к изгибу, м³;

$d_{из}$ – диаметр расчетного сечения шипа цапфы, м.

На шкворень поворотной цапфы при заносе действуют моменты вертикальной и горизонтальной плоскостей, которые складываются или вычитаются в зависимости от стороны цапфы и направления заноса. Наибольшая результирующая сила на нижней втулке

Г-образной цапфы при заносе будет

$$S = \frac{P_z a + P_{m(n)} \left(r_k + h_w + \frac{l_{pc}}{2} \right)}{l_{pc}}, \quad (5.18)$$

где P_z – вертикальная нагрузка, Н;

a – расстояние от оси симметрии колес до оси симметрии шкворня, м;

$P_{m(n)}$ – сила реакции заносу соответственно правой (n) и левой (l) сторон, Н;

h_w – высота расположения оси шипа цапфы от центра расстояния между верхней и нижней втулками, м;

l_{pc} – расстояние между верхней и нижней втулками шкворня, м.

Напряжение смятия втулки шкворня

$$\sigma_{сж} = \frac{S}{l_w d_w}, \quad (5.19)$$

где l_w – длина втулки шкворня, м;

d_w – диаметр шкворня, м.

При встрече с препятствиями на нижнюю втулку действует результирующая сила

$$S = \sqrt{(S_1 + S_3)^2 + S_2^2} = \frac{1}{l_{pc}} \sqrt{\left(P_z a + P_{np} \frac{a}{a_1} e \right)^2 + P_{np}^2 \left(h_w + \frac{l_{pc}}{2} \right)^2}, \quad (5.20)$$

где a_1 – расстояние от оси симметрии сошки до оси симметрии шкворня, м;

e – расстояние от оси симметрии верхней втулки до оси симметрии тяги, м;

S_1 , S_2 и S_3 – силы от изгибающих моментов, действующих на оси качения переднего моста вертикальной и горизонтальной плоскостей, у основания шипа цапфы, Н.

Ввиду того, что Г-образная поворотная цапфа связана с поворотным рычагом (см.рис. 5.2), на шкворень действует крутящий момент

$$M_{кр} = P_{np} a, \quad (5.21)$$

вызывающий напряжение кручения

$$\tau_{кр} = \frac{P_{np} a}{0,2 d_w^3}, \quad (5.22)$$

где P_{np} – сила реакции препятствия, Н.

Подшипники передних колес рассчитывают по условной нагрузке

$$Q_v = 1.45k_{\sigma} \left(\frac{G_{mm}}{2} - G_{mk} \right)^{1.33} \sqrt{\frac{n_1}{n} t_1 + \frac{n_2}{n} t_2 + \dots + \frac{n_i}{n} t_i}, \quad (5.23)$$

где k_{σ} – коэффициент динамичности;

n – частота вращения колеса на одной из скоростей, мин⁻¹;

n_1, n_2, \dots, n_i – частота вращения колеса на остальных скоростях, мин⁻¹;

t_1, t_2, \dots, t_i – доли от общей продолжительности работы на разных скоростях, с.

5.2. Расчет переднего моста с регулируемым клиренсом

Одним из уязвимых мест в конструкциях рулевого управления переднего моста с регулируемым клиренсом являются места изгиба двуплечего рычага по сечениям: 1–1; 2–2 и 3–3 и его шлицевое соединение (рис.5.3). В связи с этим для предотвращения поломок во время работы трактора и обеспечения надежности работы рулевой системы переднего моста с регулируемым клиренсом проводится проверочный расчет двуплечего рычага [42] по этим сечениям и по шлицевому соединению [43].

5.2.1. Расчет двуплечего рычага

Исходными данными для расчета на примере принимаем параметры узлов рулевого управления переднего моста с регулируемым клиренсом трактора ТТЗ - 1030 и допускаемые значения напряжений смятия и изгиба и пределы текучести и прочности материала тела двуплечего рычага (табл. 5.1).

Расчеты (табл.5.2) показывают, что на рычаг в сечениях 1–1, 2–2 и 3–3 (рис.5.3) от приложенного усилия гидроцилиндра действует изгибающий момент. Его значение определяется, исходя из максимального значения усилия, создаваемого гидроцилиндром и плечом воздействия этой силы на двуплечий рычаг

$$M_{\mu} = P_{\mu}^{\max} l_{\mu} \quad (5.24)$$

где M_{μ} – наибольший изгибающий момент, действующий на двуплечий рычаг, Нм;

P_{μ}^{\max} – максимальное значение усилия, создаваемого гидроцилиндром, Н;

l_{μ} – плечо воздействия силы, создаваемой гидроцилиндром, на

двуплечий рычаг, м.

При этом напряжение, возникающее при изгибе в соответствии с работой [44] рассчитывают по формуле

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{изг}}}, \quad (5.25)$$

где $M_{\text{изг}}$ – наибольший изгибающий момент, действующий на дву-
плечий рычаг, Нм;

$W_{\text{изг}}$ – момент сопротивления при изгибе, м³.

Таблица 5.1

Исходные данные для расчета прочности тела двуплечего рычага
рулевого управления трактора с изменяющимся клиренсом

Наименование показателей	Единица измерения	Обозначение	Значение
Плечо, соответствующее радиусу движения конца штока гидроцилиндра	мм	l_c	176
Плечо, соответствующее движению рулевой трапеции	мм	l_m	140
Угол поворота внутреннего колеса	градус	$\alpha_{\text{вн}}$	-50
Угол поворота наружного колеса	градус	$\alpha_{\text{нар}}$	41
Материал		Ст.40 ГОСТ4543	
Твердость			285-321 НВ
Предел текучести	МПа	$\sigma_{\text{т}}$	638
Предел прочности	МПа	$\sigma_{\text{в}}$	981
Допускаемое напряжение смятия	МПа	$[\sigma_{\text{с}}$]	345
Допускаемое напряжение изгиба	МПа	$[\sigma_{\text{изг}}]$	216

Момент сопротивления при изгибе для двуплечего рычага в соответствии с работой [45] определяется выражением

$$W_{\text{изг}} = \frac{b_c h_c^3}{6}, \quad (5.26)$$

где b_c – ширина сечения, м;

h_c – высота сечения, м.

Учитывая что условия прочности не что иное, как

$$\sigma_{\text{изг}} \leq [\sigma_{\text{изг}}], \quad (5.27)$$

с учетом выражений (5.24) и (5.26) после некоторого преобразования получим

$$h_c \geq 6 \frac{P_{\text{н}}^{\text{max}} l_c}{b_c [\sigma_{\text{в}}]}, \quad (5.28)$$

где $[\sigma_{\text{в}}]$ – допускаемые значения напряжений изгиба, МПа.

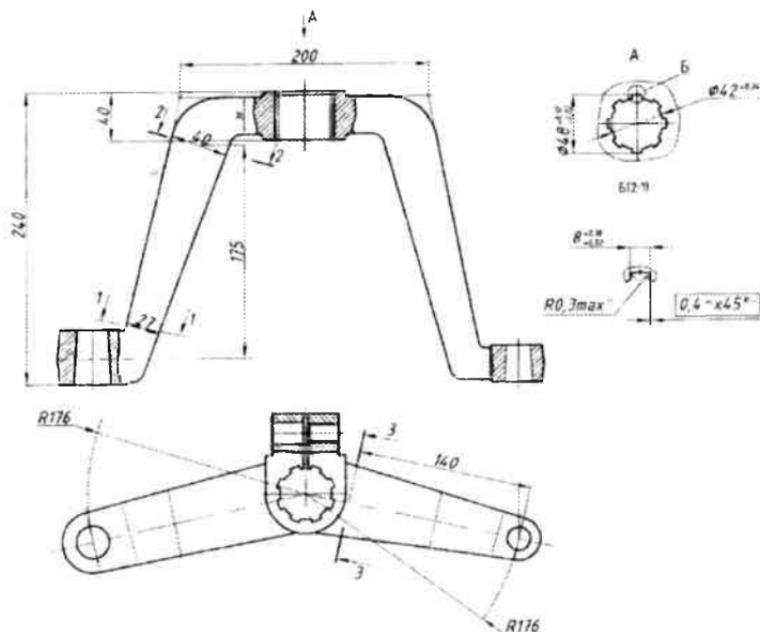


Рис.5.3. Двуплечий рычаг рулевого управления 4-колесного трактора

Таблица 5.2

Результаты проверочного расчета на прочность двуплечего рычага рулевого управления 4-колесного трактора

Сечение	Показатели							
	B_c	h_c	$W_{\text{в}}, \text{мм}^3$	$P_{\text{н}}^{\text{max}}$ Н	l_c мм	$M_{\text{в}},$ Нмм	$\sigma_{\text{в}},$ МПа	$[\sigma_{\text{в}}],$ МПа
1-1	50	27	6075	19149,37	23	44044	7,25	220- 290
2-2	55	40	14667		175	355114	22,85	
3-3	57	30	8550		140	268091	31,35	

Расчет шлицевого соединения двуплечего рычага производят исходя из условия износостойкости, т.е.

$$\sigma_{\text{мзл}} = \frac{2M_{\text{мзл}}}{d_i z_{\text{ш}} h_{\text{ш}} l_{\text{ш}} \psi} \leq [\sigma_{\text{сш}}], \quad (5.29)$$

где M_{\max} – наибольший крутящий момент, действующий на шлицевое соединение, Нм;

d_c – средний диаметр соединения, м;

z_w – число зубьев шлицы;

h_w – высота поверхности контакта зубьев шлиц, м;

l_w – длина поверхности контакта зубьев шлиц, м;

ψ – коэффициент, учитывающий неравномерности распределения давления в соединении;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие для шлицевого соединения, МПа.

Высоту поверхности контакта зубьев шлиц определяют, исходя из наружного и внутреннего диаметров шлицевого отверстия двухплечего рычага следующим выражением:

$$h_w = 0,5 (D_w - d_w) - 2f_c, \quad (5.30)$$

где D_w , d_w – соответственно наружный и внутренний диаметры шлицевого отверстия двухплечего рычага рулевого управления, м;

f_c – коэффициент трения.

Проверочный расчет (см. табл. 5.2) показывает, что при среднем диаметре шлицевого соединения, равном 45 мм, и высоте сечения двухплечего рычага, равной 40 мм, тело двухплечего рычага и его шлицевое соединение работоспособны. Тогда как при высоте сечения 3 – 3, равной 30 мм, двухплечий рычаг не работоспособен, так как напряжение, возникающее при изгибе, превышает допускаемое значение.

Таким образом, для обеспечения прочности рассмотренного нами двухплечего рычага и его шлицевого соединения высота сечения двухплечего рычага должна быть равной 40 мм и более, а диаметр шлицевого соединения – 45 мм.

5.2.2. Расчет шлицевого соединения поворотной цапфы управляемого колеса

Один из уязвимых узлов в конструкции переднего моста с регулируемым клиренсом, как отмечалось, – шлицевое соединение (рис. 5.4) поворотной цапфы управляемого колеса. Для правильного подбора гидроцилиндра рулевого управления и конструктивных размеров поворотной цапфы проводится проверочный расчет шлицевого соединения выдвигного шкворня поворотной цапфы управляемого колеса.

Данное шлицевое соединение (рис. 5.4), состоящее из шлицевой втулки 3 и выдвигного шкворня 4, размещено внутри обоймы

2, закрепленного посредством клина 6 и пальца 5 внутри кронштейна 1 поворотной цапфы.

В соответствии с работой [44] величина осевой силы, требуемой на перемещение выдвигного шкворня, приближенно может быть определена следующей зависимостью:

$$P_{\sigma} = z_{ш} N f_c, \quad (5.31)$$

где N – нормальная сила давления на грани шлицев выдвигного шкворня, Н;

f_c – коэффициент трения стали по стали. При недостаточной смазке $f_c = 0,1$;

$z_{ш}$ – число шлицев выдвигного шкворня.

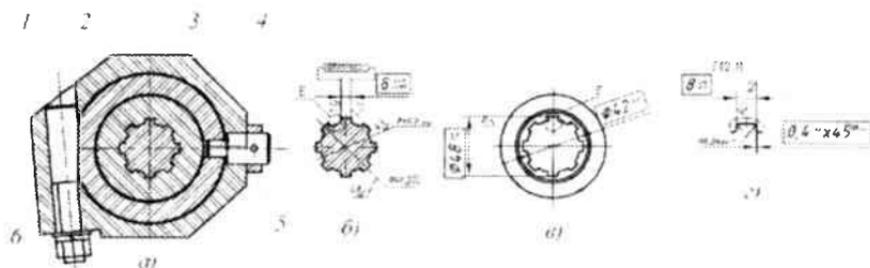


Рис. 5.4. Схема расчета шлицевого соединения поворотной цапфы управляемого колеса: а, б, в, г – соответственно поперечное сечение поворотной цапфы управляемого колеса, выдвигного шкворня, шлицевой втулки и шлицы; 1 – кронштейн; 2 – обойма; 3 – шлицевая втулка; 4 – выдвигная шкворня; 5 – палец; 6 – клин

Боковые грани шлицев выдвигного шкворня рассчитывают на смятие. При этом напряжение на смятие в соответствии с работой [44] рассчитывают по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{M_{max}}{\left(\frac{D_s + d_s}{4}\right) \left(\frac{D_s - d_s}{2}\right) z_{ш} l_{шт}} \leq [\sigma_{см}], \quad (5.32)$$

где M_{max} – наибольший крутящий момент, действующий на шлицевое соединение, Нм;

D_s, d_s – соответственно наружный и внутренний диаметры шлицевого вала выдвигного шкворня, м;

$l_{шт}$ – длина шлицевой втулки, м;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие для шлицевого соединения, МПа.

Наибольший крутящий момент, действующий на шлицевое соединение, определяется, исходя из усилия P_H , развиваемого гидроцилиндром, из следующего выражения:

$$M_{\max} = P_p \cdot l_p \cdot \gamma, \quad (5.33)$$

где $P_p = P_n \cos \gamma$ – сила, действующая на рычаг выдвижного шкворня, Н;

l_p – длина рычага выдвижного шкворня, м.

Величина угла γ определяется с учетом свойства треугольника [46], соответствующего расположению звеньев рулевого управления, согласно расчетной схеме, по следующей формуле,:

$$\gamma = \frac{\beta}{2} - \arctg K, \quad (5.34)$$

где $\beta = \alpha_0 \pm \alpha$ – угол поворота рычага выдвижного шкворня, градус;

α_0 – угол между рычагом выдвижного шкворня и линией, проведенной через оси шарниров крепления гидроцилиндра и выдвижного шкворня при прямолинейном движении трактора. Например, для рассматриваемой конструкции рулевого управления трактора ТГЗ - 1030 прямолинейное движение происходит при $\alpha_0 = 102^\circ - \mu$. Здесь μ – угол между осью X и линией, проведенной через оси шарниров крепления гидроцилиндра и выдвижного шкворня, градус;

$\pm \alpha$ – угол отклонения рычага выдвижного шкворня при повороте направо (+) и налево (-), градус;

$K = \frac{(l_{\text{ш}} - l_p) \cdot \text{ctg} \frac{\beta}{2}}{l_{\text{ш}} + l_p}$ – величина, зависящая от координаты расположения шарнира крепления гидроцилиндра относительно выдвижного шкворня, угла поворота и длины рычага выдвижного шкворня;

$l_{\text{шп}} = \sqrt{x_{\text{ш}}^2 + y_{\text{ш}}^2}$ – расстояние между осями шарнира крепления гидроцилиндра и выдвижного шкворня, м;

$x_{\text{ш}}$, $y_{\text{ш}}$ – координаты расположения шарнира крепления гидроцилиндра относительно выдвижного шкворня, м.

Величину наибольшего крутящего момента, действующего на шлицевое соединение при повороте, определяем на примере для трактора ТГЗ -1030, согласно расчетной схеме, приведенный на рис.5.5 для трех характерных положений его движения, т.е.: поворот направо, прямолинейное движение и поворот налево.

Результаты расчетов (табл. 5.3) показывают, что наибольшее усилие, следовательно, крутящий момент как при цилиндре Ц40, так и при Ц50 будет при угле $\alpha = 0^\circ$. Поэтому они и были приняты, как максимальное значение крутящего момента, действующего на шлицевое соединение для дальнейшего расчета при определении напряжения на смятие.

Проведенный проверочный расчет (табл.5.4) показывает, что при установке гидроцилиндра Ц40 шлицевое соединение поворот-

ной цапфы работоспособно, а при установке гидроцилиндра Ц50 не работоспособно, так как напряжение смятия превышает допускаемое значение на 58,5%.

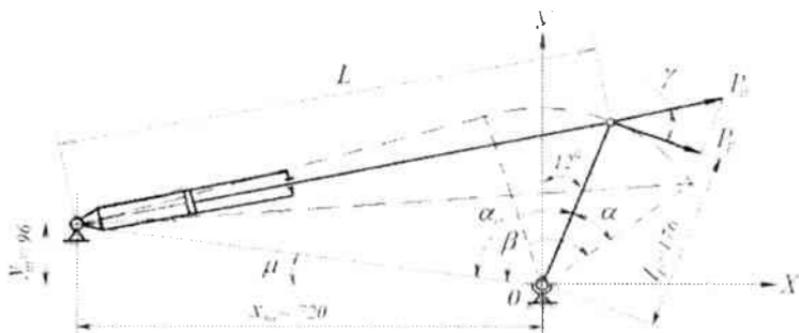


Рис.5.5. Расчетная схема определения момента, действующего на шлицевое соединение поворотной цапфы трактора ТТЗ-1030

Таблица 5.3

Наибольший крутящий момент, действующий на шлицевое соединение при трех характерных положениях движения трактора

Поворот	Параметры				Показатели			
	α	β	$L, \text{ мм}$	φ	$P_r, \text{ Н}$		$M_{\text{max}}, \text{ Нм}$	
					Ц40	Ц50	Ц40	Ц50
Направо	-50°	$44^\circ 24'$	613,1	56°	12501,59	1953,37	2200,28	3437,94
Прямо	0°	$94^\circ 24'$	760,4	$72^\circ 20'$	19149,37	2992,09	3370,29	5266,08
Налево	41°	$135^\circ 24'$	860,6	$36^\circ 20'$	11914,44	1861,63	2096,94	3276,47

Таблица 5.4

Результаты проверочного расчета на прочность шлицевого соединения поворотной цапфы трактора

Гидроцилиндр	Показатели				Примечание
	$M_{\text{max}}, \text{ Нм}$	$\sigma, \text{ МПа}$		$[\sigma_{\text{с.м}}], \text{ МПа}$	
		$l = 40 \text{ мм}$	$l = 45 \text{ мм}$		
Ц40	3370,29	298	265	294	Ст40Х
Ц50	5266,08	466	414		285-321НВ

Таким образом, для обеспечения прочности шлицевого соединения поворотной цапфы трактора ТТЗ - 1030 в рулевом управлении допускается установка гидроцилиндра Ц40.

5.3. Особенности расчета переднего ведущего моста

Снабжение трактора с передним ведущим мостом существенно повышает его тяговые возможности. Поэтому для тракторов с передним ведущим мостом кроме расчетов редуктора переднего ведущего моста, определяют баланс мощности и тяговый класс трактора, строят его тяговую характеристику.

5.3.1. Расчет редуктора переднего ведущего моста

Расчет редуктора переднего ведущего моста проведен на примере переднего ведущего моста трактора ТТЗ – 82М.

Расчет цилиндрических шестерен внешнего зацепления редуктора переднего ведущего моста заключается в расчете геометрических параметров, проверке качества зацепления по геометрическим показателям и в определении соответствия геометрических параметров проектируемых шестерен условиям правильности зацепления.

Расчет геометрических параметров шестерен проводится, согласно требованиям ГОСТа 16532-70.

Проверка качества зацепления как для шестерни, так и для колеса определяется по следующим геометрическим показателям.

Измеримость постоянной хорды определяется условием

$$p_s > p_p, \quad (5.35)$$

где p_s – радиус кривизны разноименных профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, м;

p_p – радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, м.

Для обеспечения исключения подрезания зуба должно быть соблюдено условие

$$\chi > \chi_{\min}, \quad (5.36)$$

где χ – коэффициент смещения;

χ_{\min} – коэффициент наименьшего смещения.

Для предотвращения интерференции зубьев должно быть соблюдено условие

$$p_l < p_p \quad (5.37)$$

где p_l – радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, м.

Для предотвращения заострения вершин зубьев должно быть соблюдено условие

$$S_{na} > 0,4m, \quad (5.38)$$

где S_{na} – нормальная толщина зуба по поверхности вершин, м;

m – модуль.

Расчет контактной прочности активных поверхностей зубьев и прочности зубьев при изгибе шестерен проводится, согласно требованиям ГОСТа 21354-87.

Прочностные показатели цилиндрических шестерен внешнего зацепления редуктора переднего ведущего моста заключается в определении и сопоставлении расчетной контактной выносливости σ_n и допускаемого контактного напряжения σ_{np} . При этом для обеспечения усталостной выносливости зубьев по контакту должно быть соблюдено условие

$$\sigma_n < \sigma_{np}. \quad (5.39)$$

Выносливость зубьев при изгибе оценивалось сопоставлением расчетного контактного напряжения σ_F с допускаемым напряжением σ_{FP} , т.е. при условии

$$\sigma_F < \sigma_{FP} \quad (5.40)$$

выносливость зуба при изгибе гарантируется.

По полученным результатам расчетов редуктора определяют, что: геометрические параметры проектируемых шестерен редуктора трактора с передним ведущим мостом удовлетворяют или не удовлетворяют условиям правильности зацепления, а по прочностным показателям отвечают или не отвечают требованиям ГОСТа 21354-87. И только после этого при положительном результате расчета приступают к изготовлению шестерен редуктора.

5.3.2. Тяговая характеристика трактора с передним ведущим мостом

5.3.2.1 Определение основных параметров тяговой характеристики трактора с передним ведущим мостом и исходные данные для их расчета

Основными параметрами тяговой характеристики трактора с передним ведущим мостом являются теоретическая и действительная скорость движения, тяговые усилия на крюке, тяговая мощность и тяговый удельный расход топлива [2].

Исходные данные, принятые при тяговом расчете на примере трактора ТТЗ – 82М, приведены в табл. 5.5.

Теоретическая скорость движения переднего V_{m1} и заднего V_{m2} мостов при номинальной частоте вращения двигателя определяется из зависимости

$$V_{m1(2)} = \frac{r_{n(1)} \omega_d}{u_{1(2)}}, \quad (5.41)$$

где $r_{n(1)}$ – динамический радиус переднего и заднего колес, (м), $r_{n(1)} = r_{1(2)} + 0,83 v_{u1(2)}$, здесь $r_{1(2)}$ – статический радиус и $v_{u1(2)}$ – ширина шины переднего (1) и заднего (2) колес, м;

$u_{1(2)}$ – общее передаточное число переднего (1) и заднего (2) колес;

ω_d – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, рад/с.

Таблица 5.5

Исходные данные

№ п/п	Наименование показателей	Значение показателей	
1	Марка трактора	ТТЗ - 82 М	
2	Колесная формула	4К4	
3	Марка двигателя	Д-243	
4	Номинальная мощность двигателя N_n , кВт (л.с.)	80,98 (59,6)	
5	Номинальная частота вращения двигателя n , мин ⁻¹	2200	
6	Масса трактора эксплуатационная m , кг	4640	
7	Масса, приходящаяся на передние колеса m_p , кг	2000	
8	Масса, приходящаяся на задние колеса m_z , кг	2640	
9	База трактора L , мм	2475	
10	Шина переднего колеса	11,2-20 ГОСТ7463-2003	
11	Статический радиус переднего колеса r_p , мм	460	
12	Шина заднего колеса	15,5-38 ГОСТ7463-2003	
13	Статический радиус заднего колеса r_z , мм	738	
14	Высота до линии действия силы тяги на крюке h_k , мм	279	
15	Фон	Бетон	Стерня
16	Коэффициент сопротивления самоперекатыванию f_s	0,018	0,1
17	Коэффициент сцепления $\varphi_{сч}$	0,76	0,7
18	Кинематическая схема	82М1-0000500К3	

Действительная скорость движения переднего и заднего моста определяется по формуле

$$V_{dl(2)} = V_{ml(2)} \eta_{\delta} = V_{ml(2)} (1 - \delta), \quad (5.42)$$

где η_{δ} – коэффициент, учитывающий потери от буксования;

δ – коэффициент буксования.

Тяговое усилие на крюке будет

$$P_{кр} = P_{\kappa} - P_f, \quad (5.43)$$

где P_{κ} – касательная сила тяги, Н;

P_f – сопротивление самопередвижению, Н.

Касательная сила тяги определяется уравнением

$$P_{\kappa} = \frac{u \eta_m M_{\sigma}}{r_2}, \quad (5.44)$$

где η_m – механический КПД силовой передачи трактора;

M_{σ} – крутящий момент двигателя, Нм.

Сопротивление на самопередвижение определяется как

$$P_f = f_n G_{m_2} \cos \alpha, \quad (5.45)$$

где f_n – коэффициент сопротивления самоперекатыванию;

G_{m_2} – сила тяжести трактора при эксплуатационной массе, Н;

α – угол наклона, градус.

Мощность на ведущих колесах определяется уравнением

$$N_{\kappa} = \eta_{mk} N_e, \quad (5.46)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, кВт.

Тяговая мощность определяется уравнением

$$N_{кр} = P_{кр} \frac{V_o}{1000}. \quad (5.47)$$

Удельный расход топлива определяется в кг/кВт·ч уравнением

$$g_{кр} = \frac{G_v}{N_{кр}}, \quad (5.48)$$

либо в г/кВт·ч

$$g_{кр} = 1000 \frac{G_v}{N_{кр}}, \quad (5.49)$$

где G_v – часовой расход топлива, кг/ч.

5.3.2.2. Баланс мощности и построение потенциальной тяговой характеристики трактора

При установившемся прямолинейном движении трактора без отбора мощности на горизонтальном участке уравнение баланса мощности будет

$$N_e = N_{кр} + N_{mn} + N_{\delta} + N_f, \quad (5.50)$$

где N_{mn} – мощность, потерянная на трение в механизмах передачи от двигателя к ведущим колесам, кВт (л.с.);

N_{δ} – мощность, потерянная на буксование ведущих колес, кВт (л.с.);

N_f – мощность, потерянная на передвижение самого трактора, кВт (л.с.).

Следовательно, мощность на крюке трактора будет

$$N_{кр} = N_e - N_{мс} - N_{\delta} - N_f. \quad (5.51)$$

Мощность, потерянная на трение в механизмах передачи от двигателя к ведущим колесам,

$$N_{мс} = N_e(1 - \eta_{мс}), \quad (5.52)$$

где $\eta_{мс}$ – КПД трансмиссии.

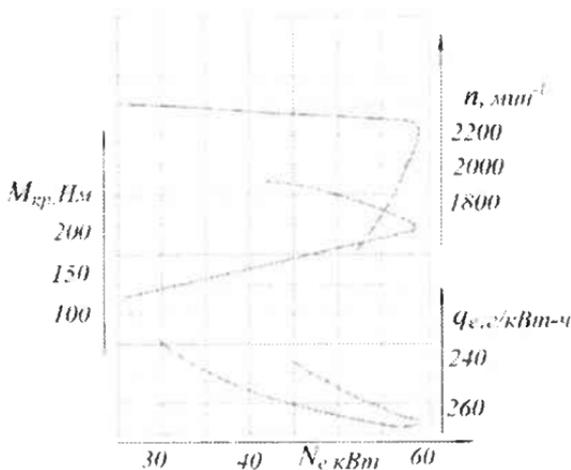


Рис.5.6. Регуляторная характеристика двигателя Д-243

Мощность, потерянная на буксование ведущих колес,

$$N_{\delta} = \delta N_e \eta_{мс} \quad (5.53)$$

Мощность, потерянная на передвижение самого трактора,

$$N_f = \frac{f_N G_{мп} v_{\delta}}{270} \quad (5.54)$$

С учетом того, что на тракторе с передним ведущим мостом ТГЗ - 82М устанавливается двигатель марки Д-243, при расчетах баланса мощности и построении потенциальной тяговой характеристики воспользуемся регуляторной характеристикой этого двигателя (рис. 5.6).

Расчет баланса мощности трактора проводится для почвенного фона – стерня при установившемся режиме работы двигателя и эксплуатационной массе трактора $m_s = 4640$ кг.

Таблица 5.6

Теоретическая скорость движения переднего и заднего моста трактора при номинальной частоте вращения коленчатого вала

Передачи по диапазонам	Значение показателей					
	переднего моста			заднего моста		
	общее передаточное отношение, u_i	теоретическая скорость		общее передаточное отношение, u_i	теоретическая скорость	
$V_{m'}^*$, км/ч		V_m , м/с	$V_{m'}^*$, км/ч		V_m , м/с	
Iр	363,388	1,050	0,29	606,023	1,010	0,28
IIр	215,219	1,773	0,49	358,922	1,705	0,47
IIIр	186,353	2,047	0,57	310,781	1,970	0,55
IVр	155,885	2,447	0,68	259,971	2,354	0,65
Vр	110,369	3,457	0,96	184,063	3,325	0,92
VIр	79,941	4,773	1,33	133,318	4,591	1,28
VIIр	74,541	5,118	1,42	124,313	4,924	1,37
VIIIр	38,226	9,981	2,77	63,750	9,602	2,67
I	115,418	3,306	0,92	192,484	3,180	0,88
II	68,357	5,581	1,55	114,000	5,369	1,49
III	59,189	6,446	1,79	98,710	6,201	1,72
IV	49,512	7,706	2,14	82,571	7,413	2,06
V	35,055	10,884	3,02	58,462	10,470	2,91
VI	25,391	15,026	4,17	42,344	14,455	4,02
VII	23,676	16,115	4,48	39,484	15,502	4,31
VIII	12,141	31,424	8,73	20,248	30,230	8,40
Iр(з.х)	278,149	1,372	0,38	463,870	1,320	0,37
IIр(з.х)	164,736	2,316	0,64	274,730	2,228	0,62
IIIр(з.х)	119,320	3,197	0,89	198,990	3,076	0,85
IVр(з.х)	57,056	6,687	1,86	95,153	6,433	1,79
I(з.х)	88,345	4,319	1,20	147,333	4,155	1,15
II(з.х)	52,323	7,292	2,03	87,259	7,015	1,95
III(з.х)	37,898	10,067	2,80	63,203	9,685	2,69
IV(з.х)	18,122	21,053	5,85	30,222	20,253	5,63

При номинальной мощности двигателя $N_n = 59,60$ кВт (80,98 л.с.) потери в узлах трансмиссии трактора составляют

$$N_{тн} = 12,26 \text{ кВт (16, 66 л.с.)}$$

Мощность, передаваемая ведущим колесам трактора,

$$N_k = 47,34 \text{ кВт (64, 32 л.с.)}$$

Результаты расчета буксования ведущих колес δ , скорости трактора, потерь мощности на буксование N_b , потерь мощности на самопередвижение N_p , полезной мощности на крюке $N_{кр}$ и коэффициента полезного действия трактора η_m сведены в табл. 5.7.

Таблица 5.7

Результаты расчета баланса мощностей трактора

Тяговое усилие, $P_{кр}$, кгс	Значение показателей									
	d	l-d	V_m' , км/ч	V_{σ}' , км/ч	N_k , л.с	$N_{кр}'$, л.с	$N_{тр}'$, л.с	N_{σ}' , л.с	N_f , л.с	h_m
0	0	1	37,43	37,43	64,32	0	16,66	0	64,32	0
100	0,009	0,991	30,79	30,51	64,32	11,30	16,66	0,60	52,42	0,14
200	0,019	0,981	26,15	25,67	64,32	19,01	16,66	1,19	44,11	0,23
300	0,028	0,972	22,73	22,10	64,32	24,56	16,66	1,78	37,98	0,30
400	0,037	0,963	20,10	19,36	64,32	28,68	16,66	2,38	33,26	0,35
500	0,047	0,953	18,01	17,18	64,32	31,81	16,66	2,99	29,52	0,39
600	0,056	0,944	16,32	15,40	64,32	34,23	16,66	3,63	26,47	0,42
700	0,067	0,933	14,92	13,92	64,32	36,10	16,66	4,30	23,93	0,45
800	0,078	0,922	13,74	12,67	64,32	37,53	16,66	5,02	21,77	0,46
996	0,054	0,946	11,89	11,25	64,32	41,49	16,66	3,50	19,33	0,51
1213	0,068	0,932	10,36	9,65	64,32	43,36	16,66	4,37	16,59	0,54
1443	0,084	0,916	9,11	8,34	64,32	44,57	16,66	5,42	14,33	0,55
1685	0,105	0,895	8,08	7,24	64,32	45,15	16,66	6,73	12,44	0,56
1929	0,131	0,869	7,26	6,30	64,32	45,05	16,66	8,43	10,83	0,56
2165	0,167	0,833	6,61	5,50	64,32	44,14	16,66	10,72	9,46	0,55
2384	0,216	0,784	6,10	4,78	64,32	42,21	16,66	13,90	8,21	0,52
2584	0,290	0,710	5,70	4,04	64,32	38,69	16,66	18,68	6,95	0,48
2784	0,435	0,565	5,35	3,02	64,32	31,13	16,66	28,00	5,19	0,38

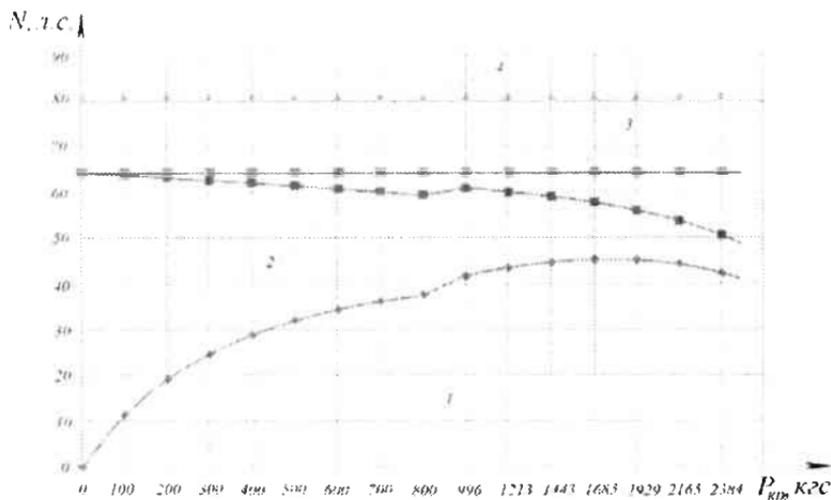


Рис. 5.7. Потенциальная тяговая характеристика трактора: 1 – $N_k = f(P_{кр})$; 2 – $N_{кр} = f(P_{кр})$; 3 – $N_{тр} = f(P_{кр})$; 4 – $N_{с} = f(P_{кр})$

Приняв за основу данные, приведенные в табл.5.7, либо или построена потенциальную тяговую характеристику трактора (рис. 5.7).

Потенциальная тяговая характеристика представляет собой зависимость тяговой мощности и поступательной скорости от тягового усилия при бесступенчатом изменении передаточного числа трансмиссии, постоянной загрузке двигателя на номинальную мощность и по предварительным расчетам постоянных потерях в трансмиссии [2].

Для ступенчатых тракторов строятся внешняя потенциальная характеристика, представляющая собой огибающую кривых мощностей, которую можно получена при установке на тракторе бесступенчатой трансмиссии с тем же КПД трансмиссии, что и ступенчатая [4].

Наибольшая полезная мощность на крюке 32,49– 33,23 кВт (44,14 – 45,15 л.с.). достигается при тяговом усилии 16,53 – 21,24 кН (1685 – 2165 кгс), при котором КПД трактора $\eta_m = 0,55 – 0,56$.

5.3.3. Определение тягового класса трактора

Согласно требованиям ГОСТа 27021-86, тяговый класс трактора вычисляется по значению номинального тягового усилия на стерне.

Расчетное значение номинального тягового усилия трактора определяется по формуле

$$P_{кр.ном} = A m_{\sigma}, \quad (5.55)$$

где A – коэффициент, устанавливаемый в зависимости от вида трактора:

m_{σ} – эксплуатационная масса трактора, кг.

Для 4-колесных тракторов с четырьмя ведущими колесами 4К4 при эксплуатационной массе свыше 2600 кг и $A = 0,00392$ расчетное значение $P_{кр.р} = 18,19$ кН.

Максимальное тяговое усилие на крюке, ограниченное сцеплением ведущих колес трактора на стерне, $P_{кр.мах} = 27,311$ кН.

Так как для рассматриваемого нами случая

$$P_{кр,\delta} = 20,876 \text{ кН} > P_{Nmax} = 19,757 \text{ кН} > P_{кр,r} = 18,19 \text{ кН},$$

то принимается

$$P_{кр.ном} = P_{Nmax} = 19,757 \text{ кН},$$

где $P_{кр,\delta}$ – тяговое усилие на крюке, соответствующее предельному буксованию $\delta = 16\%$ (по ГОСТу 27021);

P_{Nmax} – тяговое усилие на крюке, соответствующее максимальному КПД.

Значение $P_{кр.ном}$ находится в интервале

$$18 \text{ кН} < P_{кр.ном} = 19,757 \text{ кН} < 27 \text{ кН}.$$

Следовательно, трактор ТТЗ - 82М относится к тракторам тягового класса 2.

Расчетная скорость движения при номинальном тяговом усилии равняется $V_{н.расч} = 6,09 \text{ км/ч}$ (1,7 м/с), теоретическая скорость трактора при номинальном тяговом усилии – $V_{н.т} = 7,41 \text{ км/ч}$ (2,06 м/с).

5.3.4. Анализ тяговых показателей трактора с передним ведущим мостом

Учитывая, что трактор с передним ведущим мостом будет использован как на сельскохозяйственной, так и на транспортной работе, расчет тяговых показателей, как отмечалось, проводится для двух случаев, т.е. для стерни и для бетонных покрытий.

Таблица 5.8

Показатели трактора при максимальной тяговой мощности на бетоне

Передача	$P_{кр}$, кгс	V_m , км/ч	V_{σ} , км/ч	δ	$N_{кр}$, л.с.	$g_{кр}$, г/л.с.-ч
Iр	2515	1,08	1,03	0,053	9,56	505,4
IIр	2515	1,82	1,73	0,053	16,08	344,7
IIIр	2515	2,10	1,99	0,053	18,53	321,8
IVр	2515	2,50	2,37	0,053	22,05	312,9
Vр	2515	3,51	3,32	0,053	30,94	266,3
VIр	2515	4,81	4,55	0,053	42,40	235,6
VIIр	2515	5,15	4,87	0,053	45,39	233,3
VIIIр	1754	9,60	9,31	0,030	60,48	232,3
I	2515	3,36	3,18	0,053	29,61	271,5
II	2515	5,61	5,31	0,053	49,44	217,8
III	2515	6,45	6,10	0,053	56,83	214,9
IV	2394	7,71	7,45	0,049	66,11	212,5
V	1671	10,47	10,17	0,028	62,95	223,2
VI	1187	14,46	14,18	0,019	62,36	225,3
VII	1101	15,50	15,23	0,017	62,13	226,1
VIII	524	30,23	29,97	0,009	58,17	241,5
Iр	2515	1,41	1,34	0,053	12,45	442,3
IIр	2515	2,37	2,24	0,053	20,87	325,1
IIIр	2515	3,25	3,08	0,053	28,65	278,6
IVр	2515	6,68	6,33	0,053	58,93	209,6
I	2515	4,36	4,13	0,053	38,48	240,9
II	2515	7,27	6,88	0,053	64,12	205,0
III	1775	9,68	9,39	0,031	61,72	227,7
IV	842	20,25	19,98	0,013	62,32	225,5

Таблица 5.9

Показатели трактора ТТЗ-82М при номинальной мощности двигателя $N_{\text{н}} = 59,6$ кВт (80,98 л.с.)

Передача	$P_{кр}$, кгс	V_m , км/ч	V_o , км/ч	δ	$N_{кр}$, л.с.	$g_{кр}$, г/л.с.-ч
Iр	—	—	—	—	—	—
IIр	—	—	—	—	—	—
IIIр	—	—	—	—	—	—
IVр	—	—	—	—	—	—
Vр	—	—	—	—	—	—
VIр	—	—	—	—	—	—
VIIр	—	—	—	—	—	—
VIIIр	1373	9,60	8,84	0,0791	44,98	312,4
I	—	—	—	—	—	—
II	—	—	—	—	—	—
III	—	—	—	—	—	—
IV	2014	7,413	6,36	0,1424	47,42	296,3
V	1290	10,470	9,70	0,0732	46,38	303,0
VI	807	14,455	13,83	0,0435	41,31	340,1
VII	721	15,502	14,90	0,0387	39,79	353,1
VIII	144	30,230	30,00	0,0076	15,96	880,3
Iр	—	—	—	—	—	—
IIр	—	—	—	—	—	—
IIIр	—	—	—	—	—	—
IVр	—	—	—	—	—	—
I	—	—	—	—	—	—
II	2102	7,01	5,92	0,1558	46,11	304,7
III	1395	9,68	8,90	0,0807	45,99	305,5
IV	461	20,25	19,31	0,0465	33,01	425,7

По результатам проведенных расчетов [47] строятся графики функции $\delta = f(P_{кр})$ для переднего и заднего ведущих мостов (рис. 5.8 – 5.9).

На всех рабочих передачах движения построены также графики $N_{кр} = f(P_{кр})$ (рис. 5.10), $V_o = f(P_{кр})$ (рис. 5.11).

Расчет тяговых показателей трактора проводится на каждой передаче движения на бетонном и почвенном фонах (стерня колосовых). Проведенный расчет (табл. 5.8–5.10) показал, что максимальная рабочая мощность на крюке развивается на передаче IV, где $N_{кр,миа}^{(IV)} = 34,90$ кВт (47,42 л.с.).

Передачи VII – VIII используются как транспортные, трактор может перевозить до 3-х груженых прицепов.

Номинальное тяговое усилие трактора на стерне $P_{кр,ном} = 19,757$ кН.

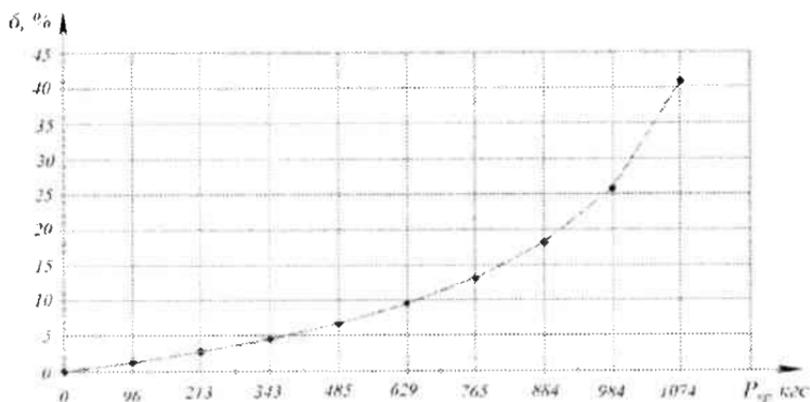


Рис.5.8. Буксование передних колес трактора ТТ3-82М

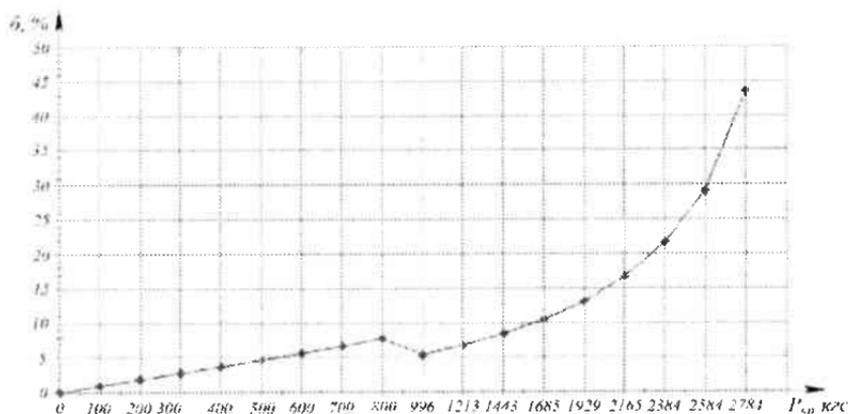


Рис.5.9. Буксование задних колес трактора ТТ3 – 82М

Критическое буксование задних колес на стерне [37], при котором передние колеса начинают развивать положительную силу тяги,

$$\delta_3 = 7,91 \%;$$

соответствующая сила тяги на крюке трактора $P_{кр3} = 7,926$ кН.

При этом

$$g_{кр} = 296,3 \text{ г/л.с.-ч}.$$

Максимальная сила тяги на крюке, ограниченная сцеплением ведущих колес трактора,

$$P_{кр\max} = 27,311 \text{ кН (2784 кгс)}.$$

На передачах Iр – VIр и I – III мощность двигателя полностью не используется. Это позволяет агрегатировать трактор с сельскохозяйственными машинами, и одновременно использовать привод от вала отбора мощности.

На бетонном покрытии на передачах переднего хода максимальная мощность на крюке развивается на передаче IV

$$N_{кр, макс}^{(IV)} = 48,66 \text{ кВт (66,11 л.с.)},$$

при этом

$$g_{кр} = 212,5 \text{ г/л.с.}\cdot\text{ч.}$$

Таблица 5.10

Показатели трактора при максимальной тяговой мощности на стерне

Передача	$P_{кр}$, кгс	V_m , км/ч	$V_{р}$, км/ч	δ	$N_{кр}$, л.с.	$g_{кр}$, г/л.с.·ч
Iр	2784	2,68	0,61	0,7725	6,29	879,9
IIр	2784	1,81	1,02	0,4353	10,56	630,6
IIIр	2784	2,09	1,18	0,4353	12,15	603,2
IVр	2784	2,49	1,41	0,4353	14,49	543,5
Vр	2784	3,49	1,97	0,4353	20,31	473,7
VIр	2784	4,78	2,70	0,4353	27,81	427,6
VIIр	2784	5,11	2,89	0,4353	29,78	419,5
VIIIр	1373	9,60	8,84	0,0791	44,98	312,4
I	2784	3,34	1,89	0,4353	19,44	481,4
II	2784	5,57	3,15	0,4353	32,43	398,1
III	2784	6,41	3,62	0,4353	37,29	396,5
IV	2014	7,41	6,36	0,1424	47,42	296,3
V	1290	10,47	9,70	0,0732	46,38	303,0
VI	807	14,46	13,83	0,0435	41,31	340,1
VII	721	15,50	14,90	0,0387	39,79	353,1
VIII	144	30,23	30,00	0,0076	15,96	880,3
Iр	2784	1,41	0,79	0,4353	8,20	740,1
IIр	2784	2,36	1,33	0,4353	13,72	563,4
IIIр	2784	3,23	1,82	0,4353	18,81	493,5
IVр	2784	6,18	3,49	0,4353	35,95	416,4
I	2784	4,34	2,45	0,4353	25,25	434,1
II	2102	7,01	5,92	0,1558	46,11	304,7
III	1395	9,68	8,90	0,0807	45,99	305,5
IV	461	20,25	19,31	0,0465	33,01	425,7

На передачах заднего хода максимальная мощность на крюке развивается на передаче IV

$$N_{кр, макс}^{(IV)} = 47,19 \text{ кВт (64,12 л.с.)}; g_{кр} = 205 \text{ г/л.с.}\cdot\text{ч.}$$

Максимальная сила тяги на крюке, ограниченная сцеплением ведущих колес трактора,

$$P_{кр, макс} = 30,315 \text{ кН (3090 кгс)}.$$

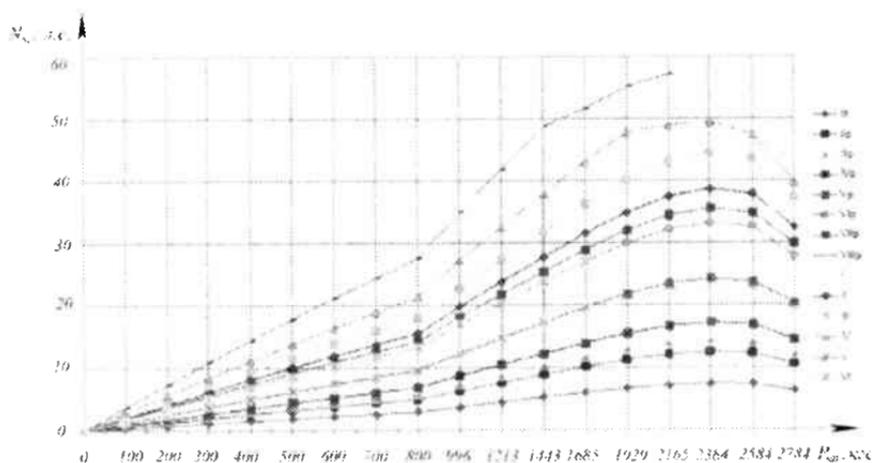


Рис.5.10. Тяговая мощность трактора ТТЗ - 82М по передачам

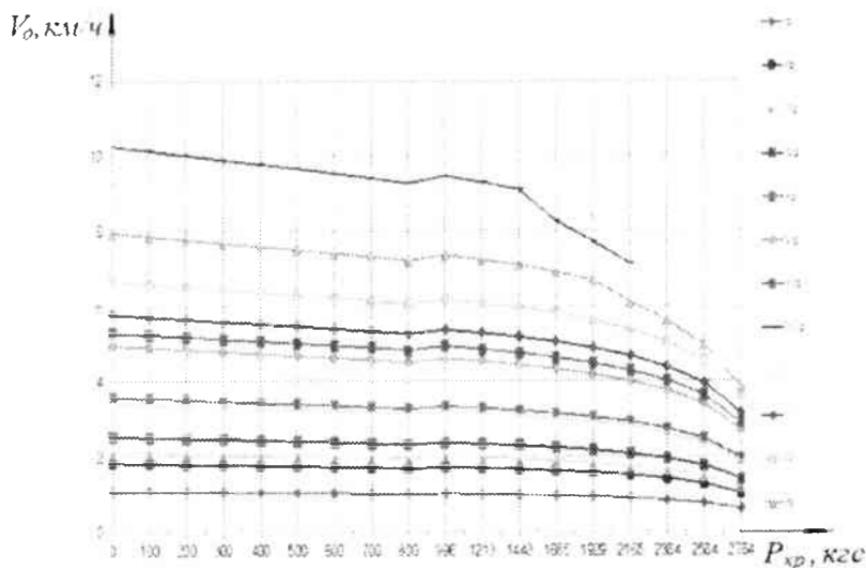


Рис.5.11. Действительная скорость движения трактора ТТЗ - 82М по передачам

Условный тяговый КПД трактора на бетонном покрытии, представляющий отношение максимальной тяговой мощности трактора к номинальной мощности двигателя,

$$\eta_m = 0,816.$$



Глава 6

ИСПЫТАНИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ПЕРЕДНИХ МОСТОВ

- 6.1. Проверка технических параметров и характеристик переднего моста
- 6.2. Стендовое оборудование и методика испытаний переднего моста
- 6.3. Техническое обслуживание передних мостов
- 6.4. Основные регулировки передних мостов

Глава 6. Испытания и техническое обслуживание передних мостов

6.1. Проверка технических параметров и характеристик полученных при разработке и изготовлении переднего моста

Проверка технических параметров и характеристики, полученных при разработке и изготовлении переднего моста трактора, включает в себя следующие этапы работы:

- подготовку стендового оборудования для проведения испытаний (подготовку стенда, укомплектование средствами измерений, проведение аттестации КИП, наладку и ввод, т.е. пробную проверку работы стенда);
- установку на стенде переднего моста для испытания;
- разработку программ-методик испытаний;
- проведение стендовых испытаний;
- корректировку конструкторской документации и доработку переднего моста, а для ведущего моста и механизма его привода по результатам стендовых испытаний.

6.2. Стендовое оборудование и методика испытаний переднего моста

Цель стендовых испытаний переднего моста – проверка его работоспособности, выявление дефектов его конструкции и изготовления, определение динамики износа рабочих поверхностей зубьев шестерен моста в зависимости от наработки, оценка изгибной, контактной и усталостной прочности зубчатых колес переднего моста.

Для проведения испытаний переднего моста в соответствии с требованиями межгосударственных стандартов разрабатывается

программа-методика ускоренных стендовых испытаний. Она описывает все процедуры подготовки к испытаниям, режимы испытаний и этапы их непосредственного проведения.

Для осуществления испытаний переднего моста, в основном, используют стенд с беговыми дорожками. Эта схема позволяет приблизить условия испытаний к реальным за счет прокатывания колеса по роликам с регулируемой степенью торможения.

Например, стенд, показанный на рис. 6.1, – инерционно-силового типа. Он состоит из рамы 7, беговых роликов 13, системы силового нагружения и приспособления для установки испытуемого объекта 4.

Рама выполнена сварной из стальных швеллеров и устанавливается на бетонной площадке. На раме монтируются все узлы стенда, кроме гидробака и пульта управления.

В качестве нагружателя используется шестеренчатый насос НШ -32, подключенный в замкнутую гидравлическую систему через дроссели, создающие нагрузку на роликах через вал шестеренчатого насоса и редуктора.

Редуктор системы силового нагружения с цилиндрическими прямозубыми шестернями расположен в сварном стальном корпусе и имеет четыре вывода валов для соединения с валами беговых роликов 13 и один вывод вала для соединения с валом шестеренчатого насоса системы нагружения, обгонные муфты и электромагнитные муфты включения. Валы беговых роликов соединены с валами редуктора нагружения муфтами, а вал шестеренчатого насоса – с валом редуктора шлицевой втулкой.

Приспособление 4 для установки испытываемого объекта представляет собой сварную из швеллеров раму, шарнирно соединенную с основной рамой 7 стенда и имеющую плиту для крепления к ней установленного на беговых роликах 13 переднего моста 2 трактора (испытуемого объекта) и повышающего редуктора 1, соединенного валом 9 с выходным валом переднего моста. Сверху на раму установлены балластные грузы 3, создающие необходимую нагрузку на передний мост, равную нагрузке, создаваемой передней частью трактора.

В качестве привода испытуемого ведущего переднего моста используется технологический трактор типа ТТЗ - 80.10 с вращением входного вала переднего ведущего моста от хвостовика заднего ВОМ трактора 10 через повышающий редуктор 1.

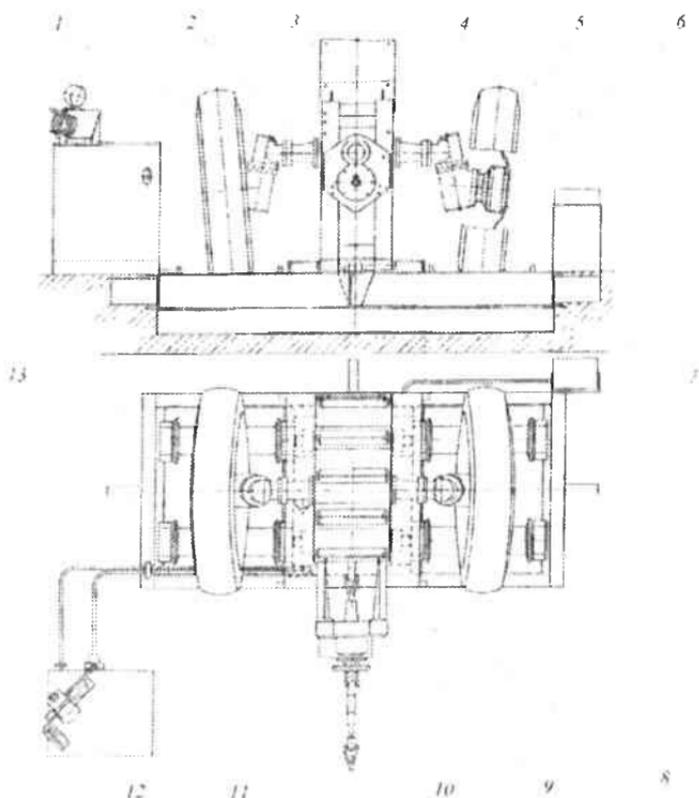


Рис.6.1. Стенд для испытания переднего моста: 1 – повышающий редуктор; 2 – передний мост; 3 – балластные грузы; 4 – приспособления для установки испытываемого объекта; 5 – колесо; 6 – проставка; 7 – рама; 8, 12 – лонжероны; 9, 11 – карданные валы; 10 – ВОМ трактора; 13 – беговые ролики

Перед началом испытаний все необходимые детали переднего ведущего моста подвергается микрометражу. Производится проверка зубчатых колес на соответствие конструкторской документации по чистоте поверхности, твердости, колебанию мерительного межцентрового расстояния при повороте на один зуб и на один оборот и по параллельности зуба от колеса, определяется толщина четырёх равностоящих друг от друга зубьев каждого колеса.

Производится обкатка переднего моста на следующих режимах:

- без нагрузки – 1 час;
- под нагрузкой 25% – 1 час;
- под нагрузкой 50% – 1 час.

После обкатки начинаются стендовые испытания переднего моста. При этом ускорение испытаний, исходя из режимов работы трактора, достигается:

- увеличением крутящего момента на валах и шестернях по сравнению с величиной крутящего момента в эксплуатации;
- увеличением частоты вращения валов и шестерен по сравнению с частотой вращения в эксплуатации.

Следует отметить, что испытанию подвергаются, в основном, вновь разработанные передние мосты, в отдельных случаях, при необходимости и образцы серийных передних мостов для контроля. Между тем во время эксплуатации проводится только техническое обслуживание переднего моста наряду с другими агрегатами и узлами трактора.

6.3. Техническое обслуживание передних мостов

Передний ведущий мост считается работоспособным, если при движении трактора шум и нагрев не превышают определенных уровней, нет утечек масла через уплотнения наружу и тормозам, а также если происходит автоматическое своевременное включение и выключение дифференциала переднего ведущего моста.

При работе трактора нужно следить, чтобы в переднем ведущем мосту не появлялся посторонний шум, не было утечек масла, и периодически на ощупь проверять температуру деталей моста. Блокировать дифференциал принудительно следует лишь при необходимости и обязательно выключать блокировку на поворотах.

При ТО-2 в тракторах проверяют уровень масла в картере переднего ведущего моста и, если нужно, доливают.

В сроки, предусмотренные правилами ТО, проверяют и подтягивают крепления ступицы и диски колес и других сборочных единиц. Проверяют давление в шинах колес и доводят до нормы с учетом условий работы. Проверяют и при необходимости регулируют подшипники управляемых колес.

При сезонных технических обслуживаниях тракторов заменяют масло в картерах. Отработанное масло сливают сразу после остановки, пока оно не остыло. Затем заливают в картеры дизельное топливо и промывают детали при движении трактора вперед и назад в течение 5 – 7 мин. После этого сливают промывочную жидкость, очищают магниты пробок и, завинтив их, наливают свежее масло до необходимого уровня.

В сроки, установленные заводом-изготовителем, проверяют регулировку конических роликовых подшипников с одновременным контролем зацепления конических шестерен.

Неисправности ведущего моста обнаруживаются, в основном, в чрезмерно шумной работе и повышенной температуре корпуса. Перегрев происходит из-за недостатка масла или его избытка неправильной регулировки конических подшипников. Повышенный шум при движении бывает вследствие изнашивания подшипников и зубьев конических шестерен. Если шум возникает только на поворотах, то изношены или повреждены детали дифференциала.

Как показывает практика, все неполадки передних мостов, наряду с естественным износом, происходящим в результате эксплуатации, в основном, возникают от нарушения регулировок его узлов и механизмов.

6.4. Основные регулировки передних мостов

Регулировка осевого зазора в подшипниках одноколесной передней оси

Чтобы проверить осевой зазор, поднимают домкратом переднюю часть трактора до отрыва направляющего колеса от опорной поверхности и перемещением колеса в осевом направлении определяют имеющийся в подшипниках зазор.

Если зазор окажется более 0,5 мм, его отрегулировывают придерживаясь следующего порядка:

- демонтируют колесо с трактора;
- снимают гнездо сальников, под которыми находятся регулировочные прокладки;
- удаляют такое число регулировочных прокладок, чтобы после установки корпуса сальников обеспечивалось свободное вращение направляющего колеса на оси без заметного осевого люфта;
- устанавливают корпус сальников на место;
- устанавливают колесо на трактор и закрепляют его, предварительно проверив регулировку.

Регулировка колеи переднего двухколесного моста

Поднимают домкратом переднюю часть трактора до отрыва колеса от опорной поверхности. Отсоединяют шарнир 11 и наконечник гидроцилиндра 13 от левого рычага 12. Отворачивают гайки

2 и вытаскивают ось 1. Передвигают кронштейн 3 на величину, соответствующую устанавливаемой колее, совместив отверстия в кронштейнах и балке оси (для колеи 1340 мм – первое от оси колеса, для колеи 1570 мм – третье и для колеи 1770 мм – четвертое). Устанавливают оси 1 и затягивают гайки 2, отпускают контргайки 8, 14 и заменяют гайку 9 на ту, длина которой соответствует устанавливаемой колее (для колеи 1340 мм $l = 113$ мм, для колеи 1570 мм $l = 228$ мм, для колеи 1770 мм $l = 328$ мм). Соединяют наконечник гидроцилиндра 13 с левым рычагом 12.

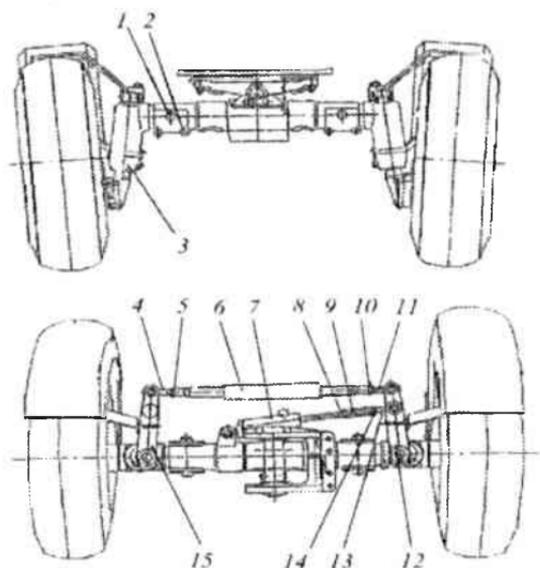


Рис.6.2. Двухколесный передний мост: 1 – ось; 2 – болт; 3 – кронштейн выдвижной; 4, 11 – шарнир; 5, 8, 10, 14 – контргайка, 6 – тяга, 7 – гидроцилиндр исполнительный; 9 – гайка; 12 – рычаг поворотный левый; 13 – наконечник гидроцилиндра; 15 – рычаг поворотный правый

На заводе устанавливают колею, равную 1570 мм. Для установки колеи 1340 мм заменяют трубу тяги 6. Для этого отпускают контргайки 5 и 10 и снимают заменяемую трубу. На трубу, взятую из ЗИПа, наворачивают наконечники 4 и 11, обеспечив размеры по 170 мм с обеих сторон. Для колеи 1570 мм этот размер равен 70 мм, а для колеи 1770 мм – 170 мм.

Длина трубы тяги 6 в сборе с наконечниками между осями поворотных рычагов 12 и 15 должна для колеи 1570 мм составлять

1178 мм, а для колеи 1770 мм – 1378 мм (для колеи 1340 мм – 948 мм).

После регулировки колеи необходимо отрегулировать сходимость и углы поворота колес.

Регулировка сходимости колес двухколесного переднего моста

Трактор устанавливают на ровной площадке. Отсоединяют трубу тяги 6 (см.рис.6.2) вместе с шарниром 4 или 11 от одного из рычагов 12 или 15 и устанавливают колеса параллельно оси трактора. Отпускают контргайки 5, 10 и, изменяя длину тяги, повернув трубу на $\frac{1}{2}$ оборота, устанавливают ее на место, не изменяя положения колес. Специальной пружинной штангой измеряют расстояние между направляющими колесами спереди на уровне оси по внутренним бортовым закраинам обода в горизонтальной плоскости и отмечают мелом места, по которым проводились замеры. Затем после поворота обоих колес на 180° (или перекачивания трактора на соответствующую величину) измеряют сзади строго между теми же точками, что и при замере спереди.

Размер сзади (по ходу трактора) должен быть на 4 – 12 мм больше. После регулировки следует затянуть контргайки 5, 10.

Регулировка угла поворота колес двухколесного переднего моста.

Регулировку угла поворота колес проводят после регулировки сходимости колес.

Отпускают контргайки 8, 14 и, изменяя длину штока гидроцилиндра 7 вращением гайки 9, регулируют одинаковый угол поворота вправо и влево. Затягивают контргайки 8, 14.

Регулировка осевого зазора в конических подшипниках направляющих колес двухколесного переднего моста

Чтобы проверить осевой зазор, поднимают домкратом переднюю часть трактора до отрыва колес от грунта и, перемещая колеса поочередно в осевом направлении, определяют величину зазора.

Если зазор окажется более 0,5 мм, регулируют его, придерживаясь следующего порядка:

- отворачивает болты и снимают крышку ступицы;
- расшплинтуют корончатую гайку и, поворачивая колесо рукой, затягивают гайку до заметного увеличения сопротивления

вращению колеса, а затем отворачивают ее настолько, чтобы добиться совпадения ближайшей прорези с отверстием под шплинт полуоси;

- проверяют легкость вращения колеса;
- зашплинтовывают гайку и устанавливают на место крышку.

Глава 7

ГЛАВА 7. ОБРАЗЦЫ ПЕРЕДНИХ МОСТОВ УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНЫХ ТРАКТОРОВ ХЛОПКОВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

- 7.1. Трехколесный универсально-пропашной трактор ТТЗ-80
- 7.2. Четырехколесный универсально-пропашной трактор ТТЗ-80.10 с бесприводным передним мостом
- 7.3. Макетный образец четырехколесного высококлиренсного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1030 с бесприводным передним мостом
- 7.3. Макетный образец четырехколесного полноприводного универсально-пропашного трактора ТТЗ – 82М с передним ведущим мостом

Глава 7. Образцы передних мостов универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения

7.1. Трехколесный универсально-пропашной трактор ТТЗ – 80.11

Трактор ТТЗ - 80.11 (рис.7.1) – это 3-колесный (колесная формула 3х2) универсально-пропашной трактор, на котором установлен двигатель Д-243 производства АО «Минский моторный завод» мощностью 80 л. с. Коробка перемены передач (КПП) совместно с редуктором-удвоителем обеспечивает 16 передач переднего хода и 8 – заднего, тормоза дисковые. Имеются задний вал отбора мощности (ВОМ) и боковой синхронный ВОМ, гидросистема управления направлением движения и гидросистема управления навесными и прицепными сельскохозяйственными машинами, орудиями и приспособлениями [27, 28].



Рис.7.1. Трехколесный универсально-пропашной трактор ТТЗ - 80.11. Общий вид

Передний мост хлопководческого 3-колесного трактора [27] выполнен в виде короткой оси с установленным на ней одним управляемым колесом на роликовых подшипниках ивилкой, к которой прикреплен вертикальный поворотный вал. Вал установлен на специально-упорном шариковом подшипнике, размещенном в

цилиндрическом кронштейне переднего бруса, что облегчает поворот управляемого переднего колеса.

Дорожный просвет – 870 мм. Агротехнический просвет под кожухами полуосей заднего моста – 870 мм.

Основное назначение трактора – механизация полевых работ по посеву, возделыванию и уборке урожая хлопчатника и других технических культур при его агрегатировании с навесными, полуприцепными или прицепными сельскохозяйственными машинами и орудиями.

7.2. Четырехколесный универсально-пропашной трактор ТТЗ - 80.10 с бесприводным передним мостом

Трактор ТТЗ - 80.10 – это 4-колесный (колесная формула 4х2) универсально-пропашной трактор, на котором установлен двигатель Д-243 производства АО «Минский моторный завод» мощностью 80 л. с. Коробка перемены передач обеспечивает 12 передач переднего хода и 12 – заднего, тормоза дисковые. Имеются задний ВОМ и боковой синхронный ВОМ, гидросистема управления направлением движения и гидросистема управления навесными и прицепными сельскохозяйственными машинами, орудиями и приспособлениями [27].

Передний мост 2-колесный (рис.7.3) представляет собой балку 3 с выдвигными кронштейнами 4 и поворотными цапфами 5 и 6.

В центральной части балки с помощью пальца 7 крепится кронштейн 2, который, в свою очередь, болтами крепится к переднему брусу 1 трактора. Поворот колес осуществляется гидроцилиндром 10 и рулевой трапецией, в которую входят рычаги 8, 12 и тяга 9.

Длина трубы тяги 9 в сборе с наконечниками между осями поворотных рычагов 8 и 12 для колеи 1340 мм составляет 948 мм, для колеи 1570 мм – 1178 мм, а для колеи 1770 мм – 1378 мм.

Дорожный просвет – 600 мм. Агротехнический просвет, не менее: по балке переднего моста – 470 мм; под кожухами полуосей заднего моста – 650 мм.

Основное назначение трактора – транспортные работы и механизация полевых работ по предпосевной обработке почвы, посеву, возделыванию и уборке различных видов низкостебельных сельскохозяйственных культур при его агрегатировании с навесными, полуприцепными или прицепными сельскохозяйственными машинами и орудиями.



Рис.7.2. Четырехколесный универсально-пропашной трактор ТТЗ - 80.10. Общий вид

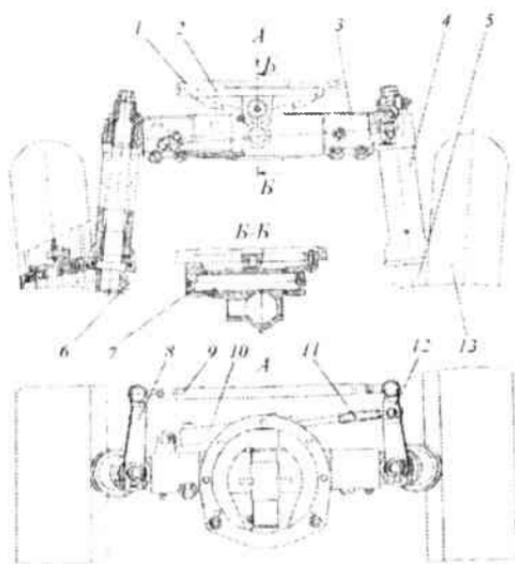


Рис.7.3. Передний мост трактора ТТЗ-80.10: 1 – брус передний; 2 – кронштейн; 3 – балка; 4 – кронштейн выдвижной; 5, 6 – цапфы поворотные со ступицей; 7 – палец; 8 – рычаг левый; 9 – тяга рулевая; 10 – гидроцилиндр с наконечником; 11 – гайка; 12 –рычаг правый; 13 – колесо

Кроме того, трактор может быть использован в других областях (коммунальное хозяйство, строительство и ремонт дорог и др.) как транспортное средство и как база для навески на него дорожно-строительных, коммунальных и иных машин.

В хлопководстве его используют, в основном, на предпосевной обработке почвы и на транспортных работах для перевозки органических и минеральных удобрений, урожая хлопка-сырца и сопутствующих ему культур.

7.3. Макетный образец четырехколесного высококлиренсного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1030 с бесприводным передним мостом

Трактор ТТЗ -1030 – это 4-колесный (колесная формула 4x2) высококлиренсный универсально-пропашной трактор (рис. 7.4), на котором установлен двигатель Д-243 производства АО «Минский моторный завод» мощностью 80 л. с. Коробка перемены передач совместно с редуктором-удвоителем обеспечивает 16 передач переднего хода и 8 – заднего, тормоза дисковые. Имеются задний ВОМ и боковой синхронный ВОМ, гидросистема управления направлением движения и гидросистема управления навесными и прицепными сельскохозяйственными машинами, орудиями и приспособлениями. Кабина новой конструкции, обеспечивающая надежную защиту и комфортные условия труда машиниста-оператора [40].

На основе проведенного в СКБ «Трактор» НИР и ОКР разработан передний мост с регулируемым клиренсом (рис.7.5). Конструкция этого переднего моста защищена патентом на полезную модель [14] и позволяет изменять агротехнический просвет трактора от 670 до 870 мм и колею трактора – от 1800 до 2200 мм.

Передний мост выполнен унифицированным и его можно установить как на тракторе ТТЗ-1030, так и на тракторе ТТЗ-80.10.

Нарис. 7.5 показан передний мост, настроенный на транспортную работу, т.е. низкоклинренсный вариант. При настройке трактора на междурядную обработку посевов хлопчатника стопорный болт 18 и фиксаторы 14 освобождаются, и передняя часть остова трактора поднимается домкратом до требуемого положения. Одновременно опуская колесу с цапфой за счет перемещения подвижной трубы в наружную сторону полой выдвигной трубы 5 колени до соприкосновения с опорной поверхностью, трубы взаимно фиксируется фиксатором 14 и стопорным болтом 18.

При этом вместе с выдвигной трубой 5 колени перемещается по шлицевому валу 4 и шлицевая труба 3, не прерывая связи рычага

поворота 1 с цапфой 12 направляющего колеса 10, и клиренс трактора становится высоким.



Рис.7.4. Макетный образец четырехколесного высококлиренсного универсально-пропашного трактора ТТ3-1030

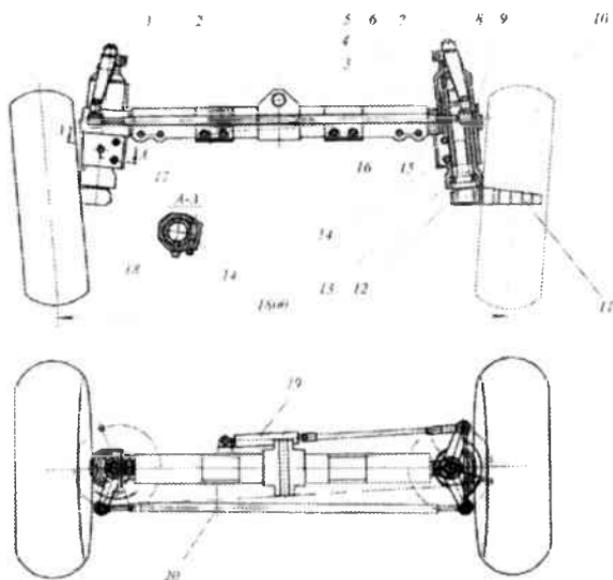


Рис.7.5. Передний мост с регулируемым клиренсом: 1 – рычаг; 2 – ушко; 3- шлицевая труба; 4 – шлицевой вал; 5 - выдвижная труба колени; 6 – полая труба; 7 – кронштейн шлицевой трубы; 8 – двуплечий рычаг; 9 – кронштейн; 10 – колесо; 11 – полуось; 12 – цапфа; 13 - подшипник; 14 – фиксатор; 15 – выдвижная труба балки; 16 – фиксирующие болты; 17 – балка; 18 – стопорный болт; 19 – гидроцилиндр; 20 – тяга

Основное назначение трактора – транспортные работы и механизация полевых работ по предпосевной обработке почвы, посеву, возделыванию и уборке различных видов сельскохозяйственных культур при его агрегатировании с навесными, полуприцепными или прицепными сельскохозяйственными машинами и орудиями.

Кроме того, трактор может быть использован в других областях (коммунальное хозяйство, строительство и ремонт дорог и др.) как транспортное средство и как база для навески на него дорожно-строительных, коммунальных и иных машин.

7.3. Макетный образец четырехколесного полноприводного универсально-пропашного трактора ТТЗ – 82М с передним ведущим мостом

На основе проведенных в СКБ «Трактор» НИР и ОКР разработан и изготовлен макетный образец (рис. 7.6) полноприводного универсально-пропашного трактора с передним ведущим мостом ТТЗ - 82М [38].

Трактор-ТТЗ 82М – это 4-колесный (колесная формула 4х4) полноприводной универсально-пропашной трактор, на котором установлен двигатель Д-243 производства АО «Минский моторный завод» мощностью 80 л.с. Коробка перемены передач совместно с редуктором-удвоителем обеспечивает 16 передач переднего хода и 8 – заднего, тормоза дисковые. Имеются задний вал отбора мощности (ВОМ) и боковой синхронный ВОМ, гидросистема управления направлением движения и гидросистема управления навесными и прицепными сельскохозяйственными машинами, орудиями и приспособлениями. Кабина новой конструкции, обеспечивающая надежную защиту и комфортные условия труда тракториста.

Трактор ТТЗ - 82М выполнен по общепринятой для 4-колесного универсально-пропашного трактора схеме. Он состоит из полурамы, двигателя, силовой передачи, ходовой части с передними (рис. 7.7) и задними ведущими мостами, кабины, механизма управления, а также оборудования, включающего в себя: гидрооборудование с механизмом гидронавесной системы и гидроусилителем рулевого управления, рабочее оборудование (задний вал отбора мощности, боковой синхронный вал отбора мощности и прицепное устройство), электрооборудование, контрольно-измерительные приборы, контргрузы с устройством для их установки на переднем брус полурамы.



Рис.7.6. Макетный образец полноприводного универсально-пропашного трактора с передним ведущим мостом

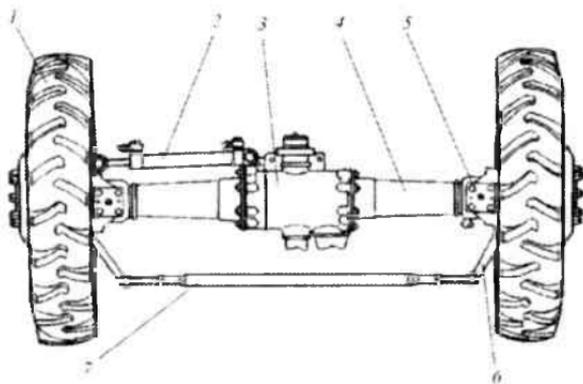


Рис.7.7. Передний ведущий мост трактора ТТЗ-82 М, вид. Сверху: 1 – колесо; 2 – гидроцилиндр; 3 – дифференциал; 4 – балка; 5 – цапфа; 6 – рычаг; 7 – тяга

Главное назначение трактора – транспортные работы и механизация полевых работ по основной и предпосевной обработке почвы, посеву, возделыванию и уборке различных видов низкорослых сельскохозяйственных культур при его агрегатировании с навесными, полуприцепными или прицепными сельскохозяйственными машинами и орудиями.

Кроме того, трактор может быть использован в других областях (коммунальном хозяйстве, строительстве и ремонте дорог и др.) как транспортное средство и как база для навески на него дорожно-строительных, коммунальных и иных машин.

Заключение

Современные формы хозяйствования в агропромышленном комплексе республики обуславливают новые методы машиноиспользования, при которых от средств механизации требуется высокая степень маневренности и проходимости, возможности оперативного агрегатирования одним и тем же трактором большого количества различных наименований машин и эффективного их использования в условиях дефицита сельскохозяйственных материальных средств и энергоресурсов.

Важным условием при этом остается безусловное соблюдение как норм их безопасной эксплуатации, так и агротехнических норм по каждой машине, выполняющей в агрегате с трактором ту или иную сельскохозяйственную операцию.

Результаты исследований, изложенные в монографии, соответствуют этим задачам, направлены на решение прикладных вопросов по дальнейшему совершенствованию технического уровня и потребительских свойств универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения, по расширению диапазона их применения.

В монографии приводятся некоторые результаты научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, проведенных в СКБ «Трактор» в направлении совершенствования конструкции переднего моста универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения. Изложены описание конструкции переднего моста серийных и перспективных моделей тракторов, их узлов и деталей, а также методика их расчета на прочность и на пригодность использования в тех или иных конструкциях универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения.

Результаты исследований, приведенные в книге, являются научным заданием по разработке перспективных конструкций передних мостов к универсально-пропашным тракторам. Они могут быть использованы при разработке новых и усовершенствовании существующих конструкций передних мостов универсально-пропашных тракторов.

Расчетные формулы, приведенные в монографии, позволяют уже в стадии разработки изучить и оценить приемлемость в разраба-

тываемой конструкции трактора того или иного конструктивного параметра деталей и узлов переднего моста и выбрать их рациональные значения.

Новации по техническим решениям, не имеющих в мире аналогов и заложенные в конструкциях передних мостов, повышают проходимость и маневренность универсально-пропашных тракторов и снижают затраты на их эксплуатацию и содержание, а также позволяют более полно использовать эксплуатационные возможности универсально-пропашных тракторов в повышении эффективности их работы.

Применение разработанных в ходе исследования передних мостов в конструкциях 4-колесных универсально-пропашных тракторов повышает их поворачиваемость и следовательно, маневренность до уровня маневренности 3-колесного трактора, а на функциональных передних мостах – даже выше него.

Несмотря на то, что при разработке и создании новых передних мостов универсально-пропашных тракторов в их конструкцию по возможности закладывались прогрессивные технические решения, тем не менее, для доведения их до динамично развивающегося мирового уровня необходимо продолжать как научно-исследовательские, так и опытно-конструкторские работы по дальнейшему совершенствованию их конструкции.

Автор надеется, что книга может быть полезной при изучении устройства и принципа работы универсально-пропашных тракторов, а также при разработке и усовершенствовании конструкции переднего моста его механизмов, узлов и деталей.

Список использованной литературы

1. Постановление Президента Республики Узбекистан №ПП-1758 «О Программе дальнейшей модернизации, технического и технологического перевооружения сельскохозяйственного производства на 2012-2016 годы» . – 18 с.
2. А н и л о в и ч В. Я., В о д о л а ж ч е н к о Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.
3. Б а р с к и й И. Б. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 1968. – 376 с.
4. Б е с н я т ы й Ф. С., Т р о и ц к и й И. Ф. Конструкция, основы теории и расчет трактора. М.: Машиностроение, 1972. – 502 с.
5. Г е л ь м а н Б. М., М о с к в и н М. В. Сельскохозяйственные тракторы и автомобили. Кн. 2. Шасси и оборудование. М.: Агропромиздат, 1987. – 335 с.
6. Г у р е в и ч А. М. Тракторы и автомобили. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 1983. – 336 с.
7. Ш а р и п о в В. М., Э г л и т И. М., П а р ф е н о в А. П., Щ е т и н и н Ю. С. Трансмиссия тракторов (конструкция) / Под общ. ред. Шарипова В.М. М.: МГТУ «МАМИ», 1999. – 245 с.
8. Тракторы. Конструкция. Учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные системы» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / Ксенович И.П., Шарипов В.М., Арустамов Л.Х. и др. Под общ. ред. Ксеновича И.П., Шарипова В.М.. М.: МГТУ «МАМИ», 2001. – 821 с.
9. Тракторы: Теория / Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е.и др.; Под общ. ред. Гуськова В.В.. М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
10. Ш а р и п о в В. М. Ведущие мосты тракторов. М.: МАМИ, 1998. – 72 с.
11. Патент UZ FAP 00860. Универсально - пропашной трактор / Ахметов А.А., Усманов И.И., Ахмедов Ш.А., Атакулов Х.К // Бюл. 2013. №12.
12. Патент UZ FAP 00867. Универсально - пропашной трактор / Ахметов А.А.// Бюл. 2014. №1.
13. Патент UZ FAP 00894. Универсально - пропашной трактор / Ахметов А.А., Усманов И.И., Ахмедов Ш.А., Астанов Б.Ж. // Бюл. 2014. №4.
14. Патент UZ FAP 00903. Универсально - пропашной трактор / Ахметов А.А., Усманов И.И., Саидаминов С.С., Ахмедов Ш.А. // – Бюл. 2014. №5.

15. А х м е т о в А. А., У с м а н о в И. И., А х м е д о в Ш. А. Универсально-пропашной трактор с изменяющимся клиренсом // Проблемы механизации и электрификации сельского хозяйства. Сб. материалов Всерос. науч.-практич. интернет-конф. 6 дек. 2013 г. Краснодар: Кубанский ГАУ, 2014 <http://www.kubsau.ru/>.

16. А х м е т о в А. А., У с м а н о в И. И. Задние мосты универсально-пропашного трактора хлопкового назначения / Под ред. Матчанова Р.Д. Ташкент: Фан, 2014. – 160 с.

17. А х м е т о в А. А., У с м а н о в И. И., А х м е д о в Ш. А. Снижение отрицательного воздействия тракторов на почву за счет повышения их тягово-сцепных свойств // Атроф-мухитни мухофаза қилиш ва табиий ресурслардан оқилона фойдаланиш. Республика илмий-техник анжумани материаллар тўплами. Фарғона, 2012. Б. 241–242.

18. А х м е т о в А. А., У с м а н о в И. И., А х м е д о в Ш. А. Снижение вредного воздействия на экологию колесных движителей универсально-пропашных тракторов // Атроф-мухитни мухофаза қилиш ва табиий ресурслардан оқилона фойдаланиш. Республика илмий-техник анжумани материаллар тўплами. Фарғона, 2012. Б. 244–246.

19. А х м е т о в А. А., А х м е д о в Ш. А. Факторы, влияющие на агротехнологические параметры универсально-пропашных тракторов // Вестник ТАДИ. 2012. №1,2. С. 20–24.

20. Ф о р т у н а В. И. Эксплуатация машинно-тракторного парка. М.: Колос, 1979. – 375 с.

21. А х м е т о в А. А., У с м а н о в И. И., А х м е д о в Ш. А. К вопросу расчета на прочность проушины рычага поворотного вала гидравлической системы // Проблемы механики, 2013. №1. С. 59-61

22. П а н о в к о Я. Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1971. – 240 с.

23. А.с.1727569. Рабочий орган культиватора / Ахметов А.А. // Б.И. 1992. №15.

24. А х м е т о в А. А., У с м а н о в И. И. Агрегатирование комбинированных машин-орудий с универсально-пропашным трактором // Сборник материалов VII Международного симпозиума «Фундаментальные и прикладные проблемы науки». М., 2012. Т.2. – 616 с.

25. А х м е т о в А. А., А х м е д о в Ш. А. Усовершенствование навесных устройств передненавешиваемых на трактор машин-орудий // Атроф-мухитни мухофаза қилиш ва табиий ресурслардан оқилона фойдаланиш. Республика илмий-техник анжумани материаллар тўплами. Фарғона, 2012. Б.237 – 239.

26. Инструкция по эксплуатации универсально-пропашного трактора Т-40.

27. Тракторы ТТЗ 80.10 и ТТЗ 80.11. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. 80.10-0000010ИЭ. Ташкент: Ташкентский тракторный завод, 2010. – 95 с.

28. Беларусь 80X/80X.1/100X. Руководство по эксплуатации. 80X-0000010PЭ /Под ред. Стасилаевич А.Г. Минск: РУП Минский тракторный завод, 2012. – 224 с.

29. Пахтачилик ва ғаллачилик машиналарини ростлаш ва самарали ишлатиш: [қўлланма тузатилган, тулдирилган 2-нашри] / маъсул муҳаррир М.Тошболтаев; -Ўзбекистон Республикаси кишлок ва сув хўжалиги вазирлиги, Ўзбекистон кишлок хўжалиги илмий-ишлаб чиқариш маркази, Ўзбекистон кишлок хўжалигини механизациялаш ва электрлаштириш тадқиқот институти. Тошкент: Фан, 2012. – 200 б.

30. Зелёный П. В. Комбинированный поворот сельскохозяйственного трактора на гладкой пахоте / Зелёный П.В., Яцкевич В.В., Щербаква О.К. Доклады Международной научно-практической конференции «Тракторы, автомобили, мобильные энергетические средства: проблемы, перспективы развития», посвященной 80-летию со дня рождения д.т.н., проф. В.А. Скотникова Минск.: БГАТУ, 2009. С.475 – 479.

31. Зелёный П. В., Щербаква О. К., Яцкевич В. В. Об уменьшении радиуса поворота сельскохозяйственного колесного трактора // Инновация в науке, промышленности и образовании. Сб. материалов научно-технической конференции молодых ученых. Витебск, Беларусь 28 – 29 октябрь 2010 г. Витебск, 2010.

32. Заявка на полезную модель №2014011 «Универсально-пропашной трактор» // Ахметов А.А., Усманов И.И., Рузиев Д.А., Ахмедов Ш.А. от 20.08.2014 г.

33. Заявка на полезную модель №2014012 «Универсально-пропашной трактор» // Ахметов А.А., Усманов И.И., Рузиев Д.А., Ахмедов Ш.А. от 20.08.2014 г.

34. Ахметов А. А., Усманов И. И., Рузиев Д. А. Универсально-пропашной трактор, снабженный функциональным передним мостом // Ресурстезжамкор кишлок хўжалик машиналарини яратиш ва улардан фойдаланиш самарадорлигини ошириш” мавзусидаги Республика илмий-амалий конференцияси. Гульбахор, 2014. Б. 117–119.

35. Тракторы ЛТЗ-155 и ЛТЗ- 155У. Временное техническое описание. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию 155-0000010ТО / Под ред. Дурманова А.С. 1995. – 313 с.

36. Руководство по эксплуатации “Беларусь” 80.1/80.2/82.1/82.2/82P. Издание восьмое, переработанное и дополненное. Минск: РУП Минский тракторный завод. – 138 с.

37. Ахметов А. А., Галиев Р. М., Ахмедов Ш. А. Повышение тягово-сцепных свойств универсально-пропашных тракторов // Вестник ТАДИ. Ташкент, 2011. №3-4. С. 5 – 8.

38. Ахметов А. А., Усманов И. И. Макетный образец модернизированного полноприводного трактора с передним ведущим мостом «ТТЗ - 82М» // Сборник материалов Международной научно-практической

конференции на тему: «Современные материалы, техника и технологии в машиностроении». 19-20 апреля 2012 г. Андижан:2012. Т.2. С. 395 – 398.

39. А х м е т о в А. А., А х м е д о в Ш. А. Расчет привода переднего ведущего моста трактора «ТТЗ-82М» // Сборник материалов Международной научно-практической конференции на тему: «Современные материалы, техника и технологии в машиностроении». 19-20 апреля 2012 г. Андижан:2012. Т.2. С. 169–172.

40. А х м е т о в А. А. Новые технические решения в модернизации отечественных тракторов // Вестник ТАДИ. Ташкент, 2011. №2. С.16 – 19.

41. А х м е т о в А. А., У с м а н о в И. И., А х м е д о в Ш. А. Вопросы модернизации серийной трансмиссии и коробки перемены передач универсально-пропашных тракторов // Вестник ТАДИ, 2012. №1, 2. С. 24 – 30.

42. А х м е т о в А. А., А х м е д о в Ш. А. Компоновка гидросистемы проектируемого универсально-пропашного трактора // Проблемы внедрения инновационных идей, технологий и проектов в производство. Материалы Республиканской научно-технической конференции. 16-17 мая, 2014 г. Жиззах, 2014. С. 29-32.

43. А х м е т о в А. А., У с м а н о в И. И., Р у з и е в Д. А. К вопросу расчета прочности шкворня модернизированной поворотной цапфы четырехколесного универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом // Проблемы механики, 2013. №3,4. С.114 – 116.

44. Б и р г е р И. А., Ш о р В. Ф., И о с и л е в и ч Г. Б. Расчет на прочность деталей. Справочник. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

45. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин В 2-х. / Под ред. Красниченко А.В. М.: Машгиз, 1962. Т. 1. – 655 с.

46. Б р о н ш т е й н И. Н., С е м е н д я е в К. А. Справочник по математике. М.: Госиздат. физико-математической литературы, 1962. – 608 с.

47. А х м е т о в А. А., У с м а н о в И. И. К расчету на прочность модернизированной главной передачи универсально-пропашного трактора ТТЗ-80-10 // Вестник ТАДИ, 2013. №1-2. С. 36-42.

Оглавление

Введение	3
Глава 1. Общие сведения и направления исследования по совершенствованию передних мостов универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения	
1.1. Общие сведения и влияние конструкции передних мостов тракторов на агротехнические показатели работы агрегатов	9
1.2. Специфические требования зоны хлопководства к универсально-пропашным тракторам.....	11
1.2.1. Агрегатирование универсально-пропашными тракторами хлопководческих сельскохозяйственных машин	12
1.2.2. Устойчивость движения колесного универсально-пропашного трактора	21
1.2.3. Проходимость универсально-пропашного трактора	26
1.2.4. Поворотливость колесных тракторов	30
1.3. Основные конструктивные требования к передним управляемым мостам колесных тракторов	36
1.4. Направления исследования по совершенствованию передних мостов универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения	38
Глава 2. Передние мосты для хлопководческих тракторов с высокой агротехнической проходимостью	
2.1. Конструкция переднего моста трех колесного хлопководческого трактора с высокой агротехнической проходимостью	43
2.2. Конструкции передних мостов для четырех колесных тракторов с высокой агротехнической проходимостью.....	46
2.2.1. Передний мост с поворачиваемым фланцем цапфы	48
2.2.2. Передний мост с регулируемым углом установки колена	50
2.2.3. Передний мост с выдвигаемым коленом	56
Глава 3. Передние мосты для хлопководческих тракторов с повышенной маневренностью	
3.1. Основные задачи по разработке общих конструктивных решений для повышения маневренности хлопководческих тракторов.....	61
3.2. Конструкции двух колесного переднего моста для тракторов повышенной маневренности	62
3.2.1. Специальные устройства для повышения маневренности серийных передних мостов	62
3.2.2. Реверсивный передний мост	65
3.2.3. Шарнирно - сочленённый передний мост	70
3.2.4. Передний мост с изменяющейся рулевой трапецией.....	76
3.2.5. Передний мост с функциональным механизмом поворота	81
3.3. Особенности трансмиссии универсально-пропашного трактора для установки ГДМП.....	95

3.4. Гидравлическая система четырехколесного универсально-пропашного трактора с функциональным передним мостом	98
Глава 4. Передние ведущие мосты для хлопководческих универсально – пропашных тракторов.....	105
4.1. Передний ведущий мост универсально-пропашного трактора ТТЗ – 82М и его аналоги	105
4.1.1. <i>Передний ведущий мост универсально-пропашного трактора ТТЗ-82</i>	105
4.1.2. <i>Передний ведущий мост универсально-пропашного трактора МТЗ-82</i>	109
4.1.3. <i>Передний ведущий мост универсально-пропашного трактора ТТЗ-82М</i>	114
4.2. Привод переднего ведущего моста.....	116
Глава 5. Расчет переднего моста универсально-пропашного трактора	
5.1. Расчет механизмов переднего моста	123
5.2. Расчет переднего моста с регулируемым клиренсом	128
5.2.1. Расчет двуплечего рычага	128
5.2.2. Расчет шлицевого соединения поворотной цапфы управляемого колеса	131
5.3. Особенности расчета переднего ведущего моста	135
5.3.1. <i>Расчет редуктора переднего ведущего моста</i>	135
5.3.2. <i>Тяговая характеристика трактора с передним ведущим мостом</i>	136
5.3.3. <i>Определение тягового класса трактора</i>	142
5.3.4. <i>Анализ тяговых показателей трактора с передним ведущим мостом</i>	143
Глава 6. Испытания и техническое обслуживание передних мостов	
6.1. Проверка технических параметров и характеристик полученных при разработке и изготовлении переднего моста.....	151
6.2. Стендовое оборудование и методика испытаний переднего моста.....	151
6.3. Техническое обслуживание передних мостов.....	154
6.4. Основные регулировки передних мостов.....	155
Глава 7. Образцы передних мостов универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения	
7.1. Трехколесный универсально-пропашной трактор ТТЗ – 80.11	161
7.2. Четырехколесный универсально-пропашной трактор ТТЗ - 80.10 с бесприводным передним мостом	162
7.3. Макетный образец четырехколесного высококлиренсного универсально-пропашного трактора ТТЗ-1030 с бесприводным передним мостом	164
7.3. Макетный образец четырехколесного полноприводного универсально-пропашного трактора ТТЗ – 82М с передним ведущим мостом.....	166
Заключение.....	168
Список использованной литературы.....	170

40.72

A95

Ахметов А. А.

Передние мосты универсально-пропашного трактора хлопкового назначения / А.А.Ахметов; отв.ред. Р.Д.Матчанов; Специальное конструкторское бюро "Трактор" –Ташкент: Фан, 2014. –176 с.

ISBN 978-9943-19-309-3

УДК: 629.114.2

ББК 40.72

Утверждено к печати Научно-техническим советом Специального конструкторского бюро "Трактор" Республики Узбекистан

Редактор: А.С.Михерева
Корректор: М.Мамараджабова
Технический редактор, верстка: Д.Абдуллаев

Лицензия издательства АІ №138, 27.04.2009 г.

Изд. № 3-41. Сдано на верстку 07.09.2014.
Оригинал-макет подписан в печать 21.11.2014. Бумага офсетная.
Печать офсетная. Формат 60X84 ¹/₁₆
Гарнитура Times. Уч.-изд. л. 10,5. Усл.-печ. л. 10,23.
Тираж 100 экз. Цена договорная.

Издательство "Фан" АН РУз. 100170, Ташкент, ул. Мирзо Улугбека, 81.
Тел./факс: (+99893) 500-61-21, 500-61-22.
E-mail: fannashriyot@yandex.com

Отпечатано в типографском отделе
Издательства "Фан" АН РУз. Заказ № 39.
100170, Ташкент, ул. М.Улугбека, 81.

Переплетено в типографии ООО «Тошкент тезкор босмахонаси».
100200, Ташкент, пр. Адхама Рахмата, 10.