# Исследование способов повышения эффективности работы гусеничного движителя

ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ

ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

АВТОТРАКТОРНЫЙ ФАКУЛЬТЕТ

Магистерская диссертация

наименование темы

**Исследование способов повышения эффективности**

**работы гусеничного движителя\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_**

Автор работы \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_                Шаров М.И.

подпись, дата  фамилия, инициалы

Специальность               551402 Тракторы\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

номер, наименование

Руководитель

магистерской

программы   \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_                        Победин А.В.

подпись, дата  фамилия, инициалы

Руководитель работы \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_    Ляшенко М.В.

подпись, дата  фамилия, инициалы

Волгоград, 2000

Реферат

Магистерская диссертация выполнена на 78 страницах машинописного текста и включает 12 рисунков, 2 таблицы и список литературы из 27 наименований.

Ключевые слова: эффективность, принцип работы, гусеничный движитель, ведущая звездочка, навесоспособность, плавность хода, почвосбережение, внутреннее подрессоривание, упругий элемент, машинное моделирование.

Работа посвящена исследованию некоторых аспектов эффективности работы гусеничного движителя трактора. В ней была поднята проблема обеспечения требований к характеристикам почвосбережения, экономичности, экологичности, плавности хода гусеничных машин, условий труда оператора на рабочем месте.

Согласно поставленной задаче было проведено исследование возможных конструкций гусеничного тягово-транспортного средства, отвечающего выставленным требованиям, предложена конструкция гусеничного движителя с ведущим колесом, опущенным на грунт, и конструкция ведущей звёздочки с внутренним подрессориванием.

Произведена оценка предложенной конструкции с точки зрения кинематики и кинетостатики. Сделан вывод о кинематической и кинетостатической реализуемости данного механизма. Также произведен расчет упругих элементов колеса на изгиб, и расчет координат точек шарниров упругих элементов, как однозначно задающих положение колеса в пространстве.

На основе произведенных вычислений, на ПЭВМ была реализована электронная модель колеса, что позволило произвести анализ изменения величины крутящего момента за один цикл. Также проведена оценка навесоспособности, угловой жесткости и распределения масс новой конструкции. Сделан вывод о конкурентоспособности данной модели и ряде преимуществ по сравнению с серийным трактором ВТ–100.

Содержание

1. Введение  6

2. Аналитический обзор и состояние вопроса  10

2.1 Анализ литературных источников  10

2.2 Патентное исследование  23

2.2.1 АС № 821229 «Упругое колесо транспортного средства со ступицей и обводом»  23

2.2.2 АС № 933481 «Металлоэластичное колесо транспортного средства»  25

2.2.3 АС № 160092 «Опорный каток гусеничных машин»  27

2.2.4 Патент США № 5125443 «Пружинно подвешенное колесное устройство»  28

2.2.5 Достоинства и недостатки рассмотренных конструкций  33

3. Анализ работы объекта исследования  35

3.1 Требования, предъявляемые к конструкции  35

3.2 Описание конструкции и принципа работы ведущего колеса с внутренним подрессориванием   36

3.3 Кинематический расчет исследуемой конструкции  40

3.3.1 Определение точек кривой траектории движения конца упругого элемента  40

3.3.2 Определение радиуса ведущего колеса по трём точкам   43

3.3.3 Определение координат шарниров упругих элементов колеса в любой момент времени  47

4. Физическая осуществимость кинематической модели ведущего колеса с внутренним подрессориванием   51

4.1 Кинетостатический анализ работы ведущего колеса с внутренним подрессориванием. 51

4.1.1 Расчетная схема  51

4.1.2 Определение неизвестных реакций в шарнирах упругого элемента  52

4.2 Расчет на изгиб пластинчатых упругих элементов, расположенных в плоскости, перпендикулярной оси ступицы   54

5.Анализ результатов проведённых исследований  60

5.1 Программная эмуляция работы ведущего колеса с внутренним подрессориванием на поверхности с неровностями почвы   60

5.2 Расчет навесоспособности трактора с ведущим колесом с внутренним подрессориванием   64

5.3 Расчет угловой жесткости трактора с ведущим колесом с внутренним подрессориванием   68

6. Заключение  73

Список использованной литературы   76

1. Введение

Сравнительный анализ и сопоставление колесных и гусеничных машин при эксплуатации их в тяжелых дорожных, а особенно во внедорожных, условиях показывает преимущество последних по таким важнейшим показателям, как проходимость, производительность, манёвренность, тягово-сцепные качества, удобство и надежность работы. Многоприводные автомобили и автопоезда даже при наличии четырех-пяти ведущих мостов не могут обеспечить в условиях бездорожья такую же реализацию тяговых качеств, как и гусеничные машины. При этом сложность и громоздкость активного привода к колесам ликвидирует такое важное достоинство автомобиля, как простота конструкций. Следовательно, необходимость в разработке новых и модификации старых конструкций тягово-транспортных средств с приводом от гусеничного движителя была и остаётся высокой. По-прежнему, эффективная работа целых отраслей народного хозяйства зависит от прогресса в разработках конструкторов гусеничных машин.

Машины с гусеничным приводом очень разнообразны по конструкции и назначению. Это промышленные и сельскохозяйственные тракторы, снегоболотоходные транспортеры, специальные тягачи, различные установки на гусеничном ходу, используемые для монтажа производственного или технологического оборудования, трубоукладчики на строительстве нефте- и газопроводов и т.д. Гусеничный движитель является одним из важнейших механизмов, определяющих тяговые качества, производительность, экономичность и надежность всех этих машин. Поэтому совершенствование конструкции движителя, выбор оптимальных параметров, рациональное сочетание характеристик отдельных его элементов, разработка более совершенной схемы привода и формы обвода гусениц представляют ответственный этап при создании или модернизации гусеничных машин.

Следует также учитывать, что в результате воздействия ходовых систем тракторов, в почве образуются уплотненные зоны, вызывая неравномерное распределение влаги и отрицательно влияющие на урожайности по всей ширине воздействия. Исследования влияния уплотнения почвы тяжелыми мобильными агрегатами на урожай сельскохозяйственных культур, проведённые в нашей стране, а также в США, Швеции, Японии показали, что урожай снижается на 20–35%. При этом большое влияние на уплотнение почвы оказывает среднее и максимальное удельные давления. Согласно данным [16] для большинства почв допустимое давление составляет 39–49 кПа, предельное— 98–147 кПа, а фактически же, оказываемое мобильными агрегатами давление достигает 294–420 кПа.

Создание долговечного, экономичного, экологичного гусеничного движителя является сложной научно-технической проблемой. Сложность ее обуславливается тяжелым режимом работы движителя, подвергающегося абразивному воздействию грунта, высокими динамическими нагрузками, нестабильностью геометрии и кинематики обвода, особенно при движении по пересеченной местности.

Стремление сократить до минимума все механические потери в движителе, иными словами обеспечить максимальный к. п. д., увеличить экономичность машины, повысить почвосбережение еще в большей степени усугубляет трудности решения этой задачи, так как неизбежным следствием повышения энергоемкости транспортного средства, уменьшения его массы является увеличение динамической нагруженности гусеничного движителя и уменьшение его надежности.

Существенное усовершенствование гусеничного движителя возможно только на базе серьезных теоретических и экспериментальных исследований. Теория гусеничного движителя была в основном разработана профессорами А. С. Антоновым, Е. Д. Львовым, М. К. Кристи, Л. В. Сергеевым, А. О. Никитиным, В. Ф. Платоновым и др. Она в достаточном объеме освещает вопросы кинематики нерастяжимого обвода, качения опорного катка по ровному основанию, потери мощности в движителе и взаимодействия опорной ветви с грунтом.

Применение новых конструктивных решений при создании современных ходовых систем гусеничных машин, а также необходимость улучшения их эксплуатационных показателей не могли не вызвать постановки и решения отдельных вопросов теории гусеничного движителя, разработки новых методов расчета его узлов и деталей. Это позволило развивать данную теорию в новых направлениях, позволяющих более полно и глубоко изучить динамическое нагружение гусеничного движителя, обосновать пути снижения его нагруженности и повышения надёжности.

Как часть данного направления можно рассматривать и текущую работу, основными задачами которой являлись изучение путей увеличения к. п. д. гусеничного движителя, экономичности и экологичности его работы путем введения новых конструктивных элементов, в частности ведущего колеса с внутренним подрессориванием, служащего одновременно ведущим и опорным элементом. Это позволяет при несущественном увеличении длины гусеничного обода увеличить базу, навесоспособность и устойчивость трактора от опрокидывания назад, а также значительно улучшить условия труда тракториста на рабочем месте путем улучшения характеристик плавности хода и шумности.

2. Аналитический обзор и состояние вопроса

2.1 Анализ литературных источников

Интерес к проблемам общей экологичности машины, и почвосбережения в частности, экономичности разрабатываемых конструкций, увеличения КПД никогда не ослабевал, а новые задачи, поставленные «Федеральной программой машиностроения для АПК России», утвержденной постановлением Правительства РФ от 19 апреля 1994 года №738 [1], увеличили круг затрагиваемых вопросов.

В аспекте создания новых типов гусеничных движителей, а также модернизации старых, с целью увеличения КПД движителя следует в первую очередь обратиться к работам [8, 9, 10]. В них широко рассматриваются как теоретические вопросы работы гусеничного движителя, так и практические задачи по решению проблем потери мощности в движителе, долговечности гусеничного движителя, динамики взаимодействия гусениц с направляющим и опорными катками, ведущим колесом, устойчивости обвода и пр.

Труды [8, 10, 14] показывают, что в последнее время использование гусеничных тракторов в сельском хозяйстве стало больше, чем колесных. В таблице 2.1 приведены результаты исследования уплотнений почвы после проходов тракторов с различными типами движителей. Из таблицы следует, что средине и максимальные давления на почву гусеничных сельскохозяйственных тракторов находятся с пределах, соответственно, 0,04–0,06 МПа и 0,154–0,240 МПа [16].

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Машина, воздействующая на почву  | Кратность воздействия при сплошном укатывании  | Плотность почвы ´ 103 кг/м3 в слое почвы, см  | Показатель воздействия, кН/м  |
| 0–10  | 10–20  | 20–40  |
| Без уплотнения  | 0  | 1,31  | 1,45  | 1,5  | —  |
| ДТ–75  | 1 3  | 1,35 1,40  | 1,48 1,49  | 1,52 1,52  | 112 165  |
| Т–150К  | 1 3  | 1,38 1,41  | 1,48 1,49  | 1,54 1,54  | 184 270  |
| К–700  | 1 3  | 1,38 1,44  | 1,52 1,52  | 1,56 1,56  | 240 354  |

Таким образом, гусеничные тракторы обладают меньшим показателем воздействия и удельным давлением, большей проходимостью, позволяя на одну-две недели раньше начинать полевые работы, что даёт возможность получать более высокие урожаи не только за счёт меньшего уплотнения почвы, но и за счёт повышения качества технологического процесса.

Эксперименты НАТИ [16, 23–26]показали, что при изменении давления на почву весьма значительно снижается прирост удельного сопротивления вспашке. По следу трактора Т–150 он в 4,34 раза меньше, чем по следу трактора К–150К, при этом производительность труда в 1,18–1,4 раза больше, а погектарный расход топлива снизился, соответственно, в 1,38–1,07 раза. В среднем, по всем видам работ, производительность МТА с допустимым давлением на почву возрастает в 1,27 раза, а расход топлива снижается в 1,22 раза (экономия до 4000 кг топлива в год только одной машиной).

Благодаря этому и другим, описанным ниже, преимуществам, в современном зарубежном тракторостроении также наметилась тенденция использования гусеничных тракторов в сельском хозяйстве.

Стоит также упомянуть и о затронутом в различных источниках, как зарубежных, так и отечественных, анализе развития современных технологий, указывающем на постоянно возникающий дисбаланс масс в конструкциях создаваемых машин и о путях его устранения.

Как видно из таблицы 2.2, основные массы трактора— это двигатель и навесные устройства. Исторически сложилось так, что при компоновка узлов машины эти две основные массы уравновешивают друг друга. Однако, современная наука не стоит на месте. Начинают применяться новые материалы, новые технологии, новые энергоносители, что в контексте развития двигателе- и тракторостроения приводит к парадоксу, из которого, казалось бы, нет выхода.



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Составляющая  | Трактор  | Среднее значение, %  |
| Т-38М  | Т-74  | ДТ-75М  | Т-150  | Т-4  | Т-108  |
| Трактор без водителя  | 4100  | 5880  | 6570  | 7000  | 8140  | 11510  | 105  |
| Балласт  | —  | 130  | 200  | —  | —  | —  | —  |
| Топливо  | 100  | 180  | 210  | 270  | 260  | 195  | —  |
| Возимые ЗИП  | 20  | 25  | 25  | 30  | 30  | 80  | —  |
| Вода системы охлаждения  | 30  | 45  | 60  | 45  | 50  | 75  | —  |
| Конструктивный вес  | 3950  | 5500  | 6100  | 6655  | 7750  | 11160  | 100  |
| Двигатель в сборе с муфтой сцепления и воздухоочистителем  | 750  | 760  | 1050  | 1130  | 1290  | 2400  | 17,0  |
| Радиаторы (водяной и масляный  | 70  | 150  | 180  | 90  | 105  | 110  | 1,6  |
| Коробка передач  | 160  | 250  | 340  | 660  | 300  | 350  | 5,0  |
| Задний мост и редуктор ВОМ  | 410  | 480  | 450  | 430  | 600  | 1010  | 8,5  |
| Конечные передачи со звёздочками (две)  | 570  | 370  | 540  | 340  | 610  | 960  | 8,5  |
| Рычаги управления и приборы  | 40  | 60  | 85  | 100  | 95  | 90  | 1,1  |
| Рама  | —  | 750  | 750  | 640  | —  | —  | 7,9  |
| Полурама  | 190  | —  | —  | —  | 310  | 370  |  |
| Тележки с опорными катками  | 390  | —  | —  | —  | 1410  | 2010  | 14,2  |
| Каретки эластичной подвески  | —  | 760  | 720  | 420  | —  | —  |  |
| Поддерживающие ролики  | 30  | 90  | 110  | 130  | 120  | 180  | 1,5  |
| Гусеницы  | 530  | 860  | 880  | 980  | 1500  | 2120  | 16,7  |
| Кабина с оборудованием  | 110  | 130  | 130  | 340  | 260  | 315  | 3,0  |
| Сидение, пол, крылья  | 80  | 100  | 100  | 105  | 120  | 105  | 1,5  |
| Облицовка и капот  | 60  | 70  | 70  | 85  | 110  | 125  | 1,2  |
| Прицепное приспособление  | —  | 50  | 50  | 60  | 120  | 260  | 1,2  |
| Механизм навески с цилиндром  | 230  | 270  | 270  | 320  | 350  | —  | 5,0  |
| Бак гидросистемы с маслом  | 30  | 65  | 65  | 60  | 60  | —  | 1,4  |
| Распределитель и арматура  | 20  | 25  | 30  | 25  | 30  | —  |  |
| Топливный бак  | 40  | 50  | 50  | 50  | 70  | 165  | 0,9  |

Напомню, что положение центра тяжести, согласно [11], определяется координатами: горизонтальной— от оси ведущего колеса , вертикальной от поверхности почвы  и поперечным смещением по горизонтали от плоскости симметрии .

Координаты центра тяжести для вновь проектируемого трактора находят графически или графоаналитически. На боковой проекции трактора выделяют контуры основных узлов и механизмов и наносят векторы их веса, приложенные к центрам тяжести. При графическом методе построением веревочных многоугольников находят вертикальную и горизонтальную равнодействующие суммы весов, точка пересечения которых определит положение центра тяжести. При графоаналитическом методе находят координаты центра тяжести каждого узла или механизма , , а затем общие координаты центра тяжести:

