

**ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ ПО АВТОМОБИЛЬНЫМ
ДОРОГАМ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ,
СТРОИТЕЛЬСТВУ И ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ
ДОРОГ**

На правах рукописи

УДК 621.01

АБДУКАРИМОВ АХРОР АБДУХАЛИКОВИЧ

**Обоснование параметров колесных движителей трактора для
эксплуатации в условиях пустыни**

Диссертация

на соискание степени магистра

5А310601 – «Наземные транспортные средства и системы»

**Научный руководитель:
проф. Шермухамедов А.А.**

Тошкент -2018

**ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ ПО АВТОМОБИЛЬНЫМ
ДОРОГАМ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ,
СТРОИТЕЛЬСТВУ И ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ
ДОРОГ**

Магистрант отделения магистратуры: Абдукаримов А.А.

Науч. руководитель: проф. Шермухамедов А.А.

Кафедра: «Дорожно-строительные машины и оборудования»

Консультант: доц. Убайдуллаев Г.К.

Специальность: 5А310601- «Наземные транспортные средства и системы»

Учебный год: 2016-2018

АННОТАЦИЯ МАГИСТЕРСКОЙ ДИССЕРТАЦИИ

Актуальность темы. Пустыни занимают около 25% территории суши земного шара, что составляет около 37 млн. км². Своеобразные ландшафты пустынь сочетаются с экстремальными температурами воздуха, а крайняя скудность осадков создает суровые условия для жизни. Около 75% территории Узбекистана занято пустынями. Самая большая пустыня – это Кызылкум, вторая по значимости - восточная часть плато Устюрт, входящая в территорию Узбекистана. В Узбекистане песчаные пустыни является преобладающим. Сыпучие пески имеют большую влажность по сравнению с уплотненными. Нерегламентируемая и чрезмерная эксплуатация песчаных пастбищ, вырубка саксаула на дрова приводят к нарушению экологического баланса, разрушению растительного покрова, к выдуванию песчаных массивов – дефляции. Этот очаг дефляции может стремительно распространяться, подхватываясь горячими ветрами, например, таким, как «гармсилъ». Сухой песок и пыль могут нанести большой ущерб культурным полям и селениям. На

международной конференции «Развитие сотрудничества в регионе Аральского моря по смягчению последствий экологической катастрофы», прошедший 29.10.2014 году, первым Президентом Республики Узбекистан Исламом Каримовым было сказано о том, что за последние 50 лет суммарный сток рек Амударьи и Сырдарьи в Арал сократился почти в 5 раз, объем водной массы Аральского моря уменьшился более чем в 14 раз, а уровень его засоленности увеличился почти в 25 раз, что привело к почти полному исчезновению рыб и морских организмов, ранее обитавших в водах Аральского моря.

Для недопущения дальнейшего распространения этих пагубных явлений, в стране проводятся мероприятия по посеву и посадке песчаных растений с целью защиты от соленых бурь и создания естественного ограждения от наступления солей со дна высохшей территории Аральского моря. Кроме того, проводятся работы по окультуриванию пустынных земель, созданию на них продуктивных пастбищ для скота.

Однако, для эффективности проведения этих работ нужна специализированная техника, в частности тракторы, способные работать в условиях пустыни. Поскольку, на сегодняшний день такая техника в Узбекистане практически отсутствует, это и определило необходимость проведения работ по вышеназванной проблеме.

Ташкентский институт по проектированию, строительству и эксплуатации автомобильных дорог совместно с СКБ «Трактор», Институтом механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз и Узбекским государственным центром по сертификации и испытанию сельскохозяйственной техники и технологий при Кабинете Министров Республики Узбекистан выполняет проект № МВ-Атех-2018-94 «Разработка конструктивных и технологических параметров четырехколесного универсально-пропашного трактора с повышенной устойчивостью для работы на пустынных землях» (2018-2020 гг.)

государственной научно-технической программы Министерство инновационного развития РУз. В ходе выполнения проекта, кроме собственно проектирования нового трактора и изготовления его макетного образца (СКБ «Трактор»), будут даны научно обоснованные рекомендации по выбору шин для новой машины на основе изучения взаимодействия колесных движителей с почвой в условиях пустыни (ТИПСЭАД), будут даны рекомендации по определению критериев устойчивости универсально-пропашного трактора, работающего в условиях пустыни (ИМиСС АН РУз). После разработки программы и методики лабораторно-полевых исследований и, собственно выполнения лабораторно-полевых исследований будет дана общая оценка разрабатываемой конструкции, выработаны рекомендации по ее совершенствованию и эксплуатации (УзГЦИТТ).

Таким образом, тема магистерской диссертации, посвященной обоснованию параметров колесных движителей трактора для эксплуатации в условиях пустыни, является актуальным.

Целью исследования является изучение основных факторов, влияющий на колесный движитель трактора для эксплуатации в условиях пустыни и учитывая их выбрать параметры колесного движителя, позволяющие повысить его тягово-сцепные свойства.

Объект исследования: колесный движитель трактора и песчаный грунт.

Предмет исследования: процесс взаимодействия колесного движителя трактора с деформируемой опорной поверхностью.

Задача исследования:

- обзор и анализ существующий литературы по тракторным колесным шинам, взаимодействию колёс тракторов с деформируемым грунтом и методам расчета колесных движителей;

- изучение характеристик опорной поверхности и характера распределения нагрузки на опорную поверхность;
- составления математической модели взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью;
- разработка методик расчета предложенной математической модели взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью;
- сопоставительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований;
- экспериментальное исследование взаимодействия колеса с деформируемой опорной поверхностью.

Научной новизной работы являются:

- предположенная на основе уравнение мощностного баланса ведущего колеса математическая модель взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью;
- разработанная методика расчета математической модели в виде программного модуля;
- зависимости взаимодействия эластичного колеса с деформируемыми основаниями («суглинок» и «песок»).

Практическая ценность: результаты будут использованы при разработке колесного движителя трактора, который будет использоваться в пустыне.

Содержание работы. Диссертация состоит из введения, трех глав, выводов, списка использованных источников, включающего 40 наименований и приложения. Работа содержит 118 страниц машинописного текста, 5 таблиц и 36 рисунков.

Основные результаты: на основе уравнения мощностного баланса ведущего колеса предложена математическая модель взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью, разработанная методика расчета математической модели в виде программного модуля, также сопоставлены теоретические результаты с экспериментальными данными и установлено адекватность математической модели экспериментом.

Краткое изложение выводов и рекомендации. Сопоставительный анализ теоретических результатов с экспериментальными данными показал (для «суглинок»), что предложенная математическая модель адекватно описывает процесс качения колесного движителя по деформируемой поверхности (на примере «суглинок» максимальное отклонение составляет 9,96 %) и её можно использовать при качении колесного движителя по песку.

Наиболее оптимальным с точки зрения минимальной силы сопротивления качению колеса и максимальной силы сцепления представляется протекторы с грунтозацепами с наклонными рабочими поверхностями с углом наклона $Q = 30 \div 45^{\circ}$.

Научный руководитель:

проф. А.А. Шермухамедов

Магистрант:

А. А. Абдукаримов

**THE STATE COMMITTEE OF THE REPUBLIC OF UZBEKISTAN
FOR AUTOMOBILE ROADS**

**MINISTRY OF HIGHER AND SECONDARY SPECIAL EDUCATION
OF THE REPUBLIC OF UZBEKISTAN**

**TASHKENT INSTITUTE OF DESIGN, CONSTRUCTION AND
MAINTENANCE OF AUTOMOTIVE ROADS**

Faculty: Master's Department

Scientific director: Dr.Sci.Tech.,prof. Shermukhamedov A.A.

Department: "Road construction machinery and equipment"

Consultant: Ph.D.docent Ubaydullayev G.K.

Specialty: 5A310601 «Land vehicles and systems»,
2016-2018 academic year

Topic: Justification of the parameters of the wheeled tractor for operation in desert conditions.

ABSTRACT OF THE MASTER'S DISSERTATION

Relevance of the topic. Deserts occupy about 25% of the land area of the globe, which is about 37 million km². Specific desert landscapes are combined with extreme temperatures, and the extreme scarcity of precipitation creates harsh conditions for life. About 75% of the territory of Uzbekistan is occupied by deserts. The largest desert is Kyzylkum, the second most important is the eastern part of the Ustyurt plateau, which is part of the territory of Uzbekistan. In Uzbekistan, the sandy desert is predominant. Free-flowing sands have a high moisture content compared to compacted sands. Unregulated and excessive exploitation of sandy pastures, cutting saxaul for firewood lead to a violation of the ecological balance, the destruction of vegetation, and the blowing of sand masses - deflation. This center of deflation can rapidly spread, picking up hot winds, for example, such as "garmsil." Dry sand and dust can cause great damage to cultural fields and villages. At the international conference "Development of cooperation in the Aral Sea region to mitigate the consequences of ecological disaster", held on October 29, 2014, the first President of the Republic of Uzbekistan Islam Karimov said that over the past 50 years, the total flow of the Amudarya and Syrdarya rivers to the Aral Sea has

decreased almost 5 times, the volume of the Aral Sea water mass decreased by more than 14 times, and the level of its salinity increased almost 25 times, which led to the almost complete disappearance of fish and marine organisms that had previously inhabited the waters of the Aral sea.

To prevent further spread of these harmful phenomena, the country is carrying out measures to plant and plant sandy plants to protect them from saline storms and to create a natural fence against the onset of salts from the bottom of the dried up area of the Aral Sea. In addition, work is under way to cultivate desert lands, creating productive pastures for cattle on them.

However, for the effectiveness of these works, specialized machinery is needed, in particular tractors capable of operating in desert conditions. Since, to date, such a technique in Uzbekistan is practically non-existent, this has determined the need to carry out works on the above-mentioned problem.

Tashkent Institute of Design, Construction and maintenance of Automotive roads together with SCB Traktor, the Institute of Mechanics and Earthquake Resistance of Structures of the Academy of Sciences of Uzbekistan and the Uzbek State Center for Certification and Testing of Agricultural Machinery and Technologies under the Cabinet of Ministers of the Republic of Uzbekistan are carrying out the project No. MB-Atech-2018- 94 "Development of design and technological parameters of a four-wheel universal tractor with increased stability for operation on desert lands" (2018-2020) s scientific and technical program Ministry of Innovative Development of the Republic of Uzbekistan. In the course of the project, in addition to the actual design of the new tractor and the manufacture of its prototype (SCB "Tractor"), scientifically based recommendations for the selection of tires for a new machine will be given on the basis of studying the interaction of wheeled propellers with soil in desert conditions (TIDCMAR), will be given recommendations for determining the criteria for the stability of a universal tractor operating in desert conditions (IMER AS RUz). After the development of the program and the methodology of

laboratory-field research and, in fact, the implementation of laboratory-field research, an overall assessment of the design being developed will be made, and recommendations for its improvement and operation will be developed (UzCTT).

Thus, the theme of the master's thesis devoted to the justification of the parameters of the wheeled movables of the tractor for operation in desert conditions is topical.

Object of investigation: wheel movables of the tractor and sandy soil.

The subject of the study: the process of interaction between the wheel movables of the tractor and the deformable supporting surface.

Research objectives:

- review and analysis of the existing literature on tractor wheel tires, the interaction of the wheels of tractors with deformable soil and methods for calculating wheeled propellers;

- study of the characteristics of the supporting surface and the nature of load distribution on the supporting surface;

- compiling a mathematical model for the interaction of a wheeled propulsor with a deformable bearing surface;

- development of a methodology for calculating the proposed mathematical model for the interaction of a wheeled propeller with a deformable bearing surface;

- comparative analysis of the results of theoretical and experimental studies;

- An experimental study of the interaction of a wheel with a deformable support surface.

Scientific novelty of the work:

- the mathematical model of the interaction of the wheeled propeller with the deformable support surface, assumed on the basis of the power balance equation of the driving wheel;
- developed methodology for calculating a mathematical model in the form of a software module;
- the dependence of the interaction of the elastic wheel with deformable bases ("loam" and "sand").

Practical value: the results will be used in the development of the wheel tractor of the tractor, which awakens in the desert.

The content of the work. The thesis consists of an introduction, three chapters, conclusions, a list of sources used, which includes 40 titles and annexes. The work contains 118 pages of typewritten text, 5 tables and 36 drawings.

Main results: on the basis of the equation of the drive wheel cardinality balance mathematical model of the interaction of wheel propulsion with a deformable bearing surface, the method of calculation of the mathematical model in the form of a software module, and the theoretical results are compared with experimental data and the adequacy of established mathematical model experiment.

Summary of conclusions and recommendations. Comparative analysis of the theoretical and experimental data has shown (for "loam") that the proposed mathematical model adequately describes the process of rolling the wheel on the deformable surface propulsor (for example, "loam" maximum variation of 9.96%) and it can be used in rolling wheel propulsor on the sand.

The most optimal from the point of view of the minimum rolling resistance of the wheel and the maximum traction force are treads with ground lugs with inclined working surfaces with an inclination angle $Q = 30 \div 45^{\circ}$.

Scientific director: _____ **Dr.Sci.Tech.,prof. A.A.Shermukhammedov**

Graduate student: _____ **A.A. Abdukarimov**

Содержание

	Стр.
Введение	14
Глава I. Состояние вопроса и постановка задачи исследования.....	20
1.1 Степень изученности проблемы и обзор научных исследований по тракторным колесным шинам.....	20
1.2 Анализ взаимодействия колёс тракторов с деформируемым грунтом.....	32
1.3 Анализ методов расчёта колесных движителей тракторов.....	39
Выводы по главе I.....	50
Глава II Теоретические исследования взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью.....	51
2.1 Характеристика опорной поверхности.....	51
2.2 Характер распределения нагрузки на опорной поверхности.....	61
2.3 Математическая модель взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью.....	73
2.4 Анализ результатов расчета.....	84
Выводы по главе II.....	87
Глава III Экспериментальное исследование взаимодействия колесного движителя с деформируемым грунтом.....	89
3.1 Методика проведения экспериментального исследования.....	89

3.2	Проведения экспериментального исследования	91
3.3	Анализ результатов исследования	95
	Выводы по главе III.....	100
	Общие выводы	101
	Литература	105
	Приложения	109

Введение

Актуальностью темы является то, что пустыни занимают около 25% территории суши земного шара, что составляет около 37 млн. км². Своеобразные ландшафты пустынь сочетаются с экстремальными температурами воздуха, а крайняя скудность осадков создает суровые условия для жизни. Около 75% территории Узбекистана занято пустынями. Самая большая пустыня – это Кызылкум, вторая по значимости - восточная часть плато Устюрт, входящая в территорию Узбекистана. В Узбекистане песчаные пустыни является преобладающим. Основной природный компонент здесь - песок. Высокая сыпучесть и подвижность песков вызывает, в свою очередь, подвижность физических и биологических явлений. Сыпучие пески имеют большую влажность по сравнению с уплотненными. Не регламентируемая и чрезмерная эксплуатация песчаных пастбищ, вырубка саксаула на дрова приводят к нарушению экологического баланса, разрушению растительного покрова, к выдуванию песчаных массивов – дефляции. Этот очаг дефляции может стремительно распространяться, подхватываясь горячими ветрами, например, таким, как «гармсилъ». Сухой песок и пыль могут нанести большой ущерб культурным полям и селениям. На международной конференции «Развитие сотрудничества в регионе Аральского моря по смягчению последствий экологической катастрофы» [1], прошедшей 29.10.2014 году, первым Президентом Республики Узбекистан Исламом Каримовым было сказано о том, что за последние 50 лет суммарный сток рек Амударьи и Сырдарьи в Арал сократился почти в 5 раз, объем водной массы Аральского моря уменьшился более чем в 14 раз, а уровень его засоленности увеличился почти в 25 раз, что привело к почти полному исчезновению рыб и морских организмов, ранее обитавших в водах Аральского моря. Образовавшаяся на месте водоема новая песчаная пустыня Аралкум площадью более 5,5 миллиона гектаров постепенно распространяется на весь регион Приаралья, ежегодно отравляя атмосферу

около 100 миллионами тонн пыли и ядовитых солей, переносимых песчаными бурями и ураганами далеко за пределы Приаралья.

Для недопущения дальнейшего распространения этих пагубных явлений, в стране проводятся мероприятия по посеву и посадке песчаных растений с целью защиты от соленых бурь и создания естественного ограждения от наступления солей со дна высохшей территории Аральского моря. Кроме того, проводятся работы по окультуриванию пустынных земель, созданию на них продуктивных пастбищ для скота.

Однако, для эффективности проведения этих работ нужна специализированная техника, в частности тракторы, способные работать в условиях пустыни. Поскольку, на сегодняшний день такая техника в Узбекистане практически отсутствует, это и определило необходимость проведения работ по вышеназванной проблеме.

В связи с этим в 4 апреля 2018 года Президентом Республики Узбекистана подписан Постановление «О дополнительных мерах по дальнейшему повышению технической оснащенности сельского хозяйства» [2].

Предлагаемый к разработке новый трактор, по сравнению с используемыми в настоящее время, будет иметь принципиально измененную ходовую систему. Это определяется тем, что пустынные почвы в основном песчаные, кроме того, после основной обработки, предпосевной подготовки и при возделывании сельскохозяйственных культур в пустынях, поверхность посевного поля весьма неравномерна и имеет значительные уклоны. Данное обстоятельство весьма снижает проходимость серийных колёсных тракторов.

Специфические условия пустынных регионов (жаркий климат, высокая солнечная радиация, высокая абразивность минералов, запыленность и т.д.) также будут учтены при разработке нового трактора.

Ташкентский институт по проектированию, строительству и эксплуатации автомобильных дорог совместно с СКБ «Трактор», Институтом механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз и Узбекским государственным центром по сертификации и испытанию сельскохозяйственной техники и технологий при Кабинете Министров Республики Узбекистан выполняет проект № МВ-Атех-2018-94 «Разработка конструктивных и технологических параметров четырехколесного универсально-пропашного трактора с повышенной устойчивостью для работы на пустынных землях» (2018-2020 гг.) государственной научно-технической программы Министерство инновационного развития РУз. В ходе выполнения проекта, кроме собственно проектирования нового трактора и изготовления его макетного образца (СКБ «Трактор»), будут даны научно обоснованные рекомендации по выбору шин для новой машины на основе изучения взаимодействия колесных движителей с почвой в условиях пустыни (ТИПСЭАД), будут даны рекомендации по определению критериев устойчивости универсально-пропашного трактора, работающего в условиях пустыни (ИМиСС АН РУз). После разработки программы и методики лабораторно-полевых исследований и, собственно выполнения лабораторно-полевых исследований будет дана общая оценка разрабатываемой конструкции, выработаны рекомендации по ее совершенствованию и эксплуатации (УзГЦИТТ).

Следует отметить, что предлагаемый к разработке трактор (как следует из названия проекта) однозначно будет 4-х колесным. Это определяется следующими факторами:

1. Высокие показатели управляемости и устойчивости заданного направления движения.
2. Рациональное распределение массы по осям трактора в агрегате.
3. Высокая годовая загрузка за счет использования тракторов на

транспортных работах и при возделывании сопутствующих ему культур.

4. Снижение перегрузки шин и уплотняющего воздействия на почву за счет распределения массы МТА на 4 колеса.

5. Возможность обеспечения колеи трактора 1800 мм, соответствующей междурядьям 0,6 и 0,9 м.

6. Возможность создания широкозахватных машинотракторных агрегатов.

7. Возможность создания агрегатов с быстросменяемыми сельхозмашинами и орудиями.

Таким образом, тема магистерской диссертации, посвященной обоснованию параметров колесных движителей трактора для эксплуатации в условиях пустыни, является актуальным.

Целью исследования является изучение основных факторов, влияющий на колесный движитель трактора для эксплуатации в условиях пустыни и учитывая их выбрать параметры колесного движителя, позволяющие повысить его тягово-сцепные свойства.

Объектом исследования является колесный движитель трактора и песчаный грунт.

Предметом исследования является процесс взаимодействия колесного движителя трактора с деформируемой опорной поверхностью.

Указанная цель достигается решением следующих задач исследования:

- обзор и анализ существующий литературы по тракторным колесным шинам, взаимодействию колёс тракторов с деформируемым грунтом и методам расчета колесных движителей;
- изучение характеристик опорной поверхности и характера распределения нагрузки на опорную поверхность;

- составления математической модели взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью;
- разработка методик расчета предложенной математической модели взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью;
- сопоставительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований;
- экспериментальное исследование взаимодействия колеса с деформируемой опорной поверхностью.

Научной новизной работы являются предположенная на основе уравнение мощностного баланса ведущего колеса математическая модель взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью; разработанная методика расчета математической модели в виде программного модуля; зависимости взаимодействия эластичного колеса с деформируемыми основаниями («суглинок» и «песок»).

Полученные результаты будут использованы при разработке колесного движителя трактора, который будет использоваться в пустыне.

Основные результаты исследования являются то, что на основе уравнения мощностного баланса ведущего колеса предложена математическая модель взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью, разработанная методика расчета математической модели в виде программного модуля, также сопоставлены теоретические результаты с экспериментальными данными и установлено адекватность математической модели экспериментом.

Диссертация состоит из введения, трех глав, выводов, списка использованных источников, включающего 40 наименований и приложения. Работа содержит 118 страниц машинописного текста, 5 таблиц и 36 рисунков.

Краткое обобщенное изложение выводов и рекомендации. Сопоставительный анализ теоретических результатов с экспериментальными данными показал (для «суглинок»), что предложенная математическая модель адекватно описывает процесс качения колесного движителя по деформируемой поверхности (на примере «суглинок» максимальное отклонение составляет 9,96 %) и её можно использовать при качении колесного движителя по песку.

Наиболее оптимальным с точки зрения минимальной силы сопротивления качению колеса и максимальной силы сцепления представляется протекторы с грунтозацепами с наклонными рабочими поверхностями с углом наклона $Q = 30\div 45^{\circ}$.

Глава I. Состояние вопроса и постановка задачи исследования.

1.1. Степень изученности проблемы и обзор научных исследований по тракторным колесным шинам.

Исследованиям в области колесных движителей и взаимодействия их с опорной поверхностью посвящен ряд работ известных ученых. Наиболее существенный вклад внесли: Я.С. Агейкин, Д.А. Антонов, В.П. Горячкин, А.М. Гуревич, В.В. Гуськов, В.П. Бойков, Л.В. Гячев, В.Ф. Коновалов, А.Б. Лурье, Я.М. Певзнер, А.В. Рославцев, ХА. Хачатрян, А.А. Хачатуров, Д.А. Чудаков, Е.А. Чудаков. Ali O.S., W. Bergman, R.S. Sharp, Richard G., G. Rill, L. Scgel, F. Vik, J.Y. Wong. Из работ последних лет, направленных на решение задач, связанных с повышением проходимости и сцепление колеса трактора с опорной поверхностью, следует отметить диссертации Х.М. Тхазеплов, В.И. Яковенко, К.А. Зеленов, Р.П. Кушвида, Е.А. Лещенко, А.В. Михайлов, Д.В. Зезюлин, Ю.А. Кошрь, В.И. Рязанцева.

Обзор колесных движителей. Колесо — вращающийся и передающий нагрузку движитель, закрепленный на оси и позволяющий поставленному на него телу катиться по поверхности, а не скользить по ней [3]. Колесо состоит из ступицы, обода с диском, пневматической шины и распорного кольца (для средних и тяжелых автомобилей). Одним из самых важных элементов колеса является пневматическая шина, именно она определяет его основные свойства и характеристики. По способу герметизации внутренней полости различают камерные и бескамерные шины, по способности работать с переменным давлением — шины с регулируемым и нерегулируемым давлением. Очень важна и характеристика формы шины.

Наиболее массово распространены обычные шины тороидной формы (рис. 1.1), используемые на легковых и грузовых автомобилях, которые большую часть времени эксплуатируются по недеформируемым

опорным поверхностям. Средний эксплуатационный пробег тороидных шин составляет 40–80 тыс. км [4].



Рис. 1.1. Тороидная шина регулируемого давления

Для повышения эксплуатационных свойств такого типа шин на бездорожье применяются специальные системы регулирования внутреннего давления в шине, позволяющие водителю снижать давление в шине для преодоления труднопроходимых участков опорных поверхностей: уменьшается сопротивление движению и улучшаются сцепные свойства шины. Такие системы также позволяют некоторое время продолжать движение транспортного средства при наличии прокола в шине, если мощности компрессора хватает для компенсации утечек воздуха в поврежденной шине.

К преимуществам шин тороидной формы можно отнести их доступность, простоту эксплуатации и ремонта, экономичность, небольшую массу и достаточно длительное время эксплуатации (по сравнению с другими видами движителей), а также возможность использования и на твердых поверхностях, и на неувлажненных связных грунтах и уплотненном снегу.

Основным недостатком тороидной шины является невозможность их использования на поверхностях с мягким, особенно увлажненным, покрытием. Применение обычных шин даже с регулируемым давлением, практически невозможно на несвязных грунтах. При движении по мягким грунтам с большой влажностью давление колеса на опорную поверхность сильно увеличивается и пятна контакта не хватает для дальнейшего движения.

Колеса разрезают грунт, образуя глубокую колею, и просто проваливаются в него. Как правило, такие шины обладают протекторами с высокими и разнесенными грунтозацепами, поэтому при движении по дорогам с твердым покрытием эти шины шумнее обычных дорожных шин, а также более интенсивно изнашиваются [5].



Рис. 1.2. Широкопрофильная шина

Другим видом пневматических шин являются широкопрофильные шины. Они отличаются значительно меньшим отношением высоты профиля к его ширине (рис. 1.2), что позволяет добиваться большей устойчивости транспортного средства, улучшает его управляемость и уменьшает износ шины. Увеличение ширины профиля шины способствует повышению грузоподъемности транспортного средства, снижению

удельного давления на грунт, что служит решающим фактором при движении по бездорожью. У широкопрофильных шин при прочих равных условиях меньше потери мощности на качение, благодаря чему экономится топливо [4].

Широкопрофильные шины с регулируемым давлением и одной беговой дорожкой применяются на легковых автомобилях для повышения проходимости, а с постоянным давлением и двумя беговыми дорожками — на грузовых автомобилях обычной проходимости. Эти шины предназначены для замены обычных шин сдвоенных задних колес. Однако есть и недостатки применения широкопрофильных шин — это необходимость использования на одном автомобиле двух типов шин (обычных и широкопрофильных) и, соответственно, двух запасных колес (для переднего и заднего мостов) в тех случаях, когда они устанавливаются на сдвоенные задние колеса вместо обычных шин [6].

Следует упомянуть еще одну разновидность пневматических шин — арочную шину (рис. 1.3). Ширина профиля арочной шины в 2,5–3,5 раза больше, чем у тороидных шин, а ширина беговой дорожки практически равна ширине профиля. Особая форма профиля (форма арки) позволяет шине работать с очень низким давлением, а также большими радиальными деформациями. Такая форма шины обеспечивает большую площадь соприкосновения шины с дорожным покрытием, уменьшает удельное давление на грунт и обеспечивает максимальную силу тяги на легко деформирующихся грунтах. Как правило, арочные шины имеют сложный рисунок протектора с мощными расчлененными высокими грунтозацепами эвольвентной формы, почти на всю ширину профиля шины для увеличения сцепления с грунтовой поверхностью [4], что обеспечивает их повышенную проходимость.



Рис. 1.3. Арочные шины

Недостаток арочных шин заключается в быстром износе, особенно при их использовании на дорогах с твердым покрытием, в невозможности движения транспортного средства на высокой скорости (максимальная скорость: 40–60 км/ч). К тому же стоимость арочных шин выше обычных [6]. Особенностью качения арочных шин по мягкому грунту является интенсивное уплотнение грунта в направлении к центру контакта шин с опорной поверхностью [5]. Вследствие этого значительно повышается проходимость автомобиля в условиях бездорожья: по размокшим грунтам, заснеженным дорогам и т. п. Арочные шины используют как сезонное средство повышения проходимости автомобилей, устанавливая их вместо обычных. Средний пробег арочных шин при эксплуатации в смешанных дорожных условиях составляет 40–45 тыс. км, а на дорогах с твердым покрытием 20–30 тыс. км.

Пневмокоток — эластичная шина бочкообразной формы (рис. 1.4). Главным преимуществом пневмокотка является его высокая эластичность, которая дает возможность работать при сверхнизких давлениях и обеспечивать очень большое пятно контакта с грунтом [6, 7, 8,]. При этом существенно уменьшается удельное давление на поверхность,

обеспечиваются большие радиальные прогибы, позволяющие передвигаться по очень сложным поверхностям. Пневмокоток обладает большой сопротивляемостью проколам, при проколе воздух из него выходит очень медленно вследствие незначительного внутреннего давления. Протектор пневмокотка снабжен невысокими редко расположенными грунтозацепами, которые наряду со своим основным назначением повышают его прочность и обеспечивают сохранность (устойчивость) его формы. Пневмокотки монтируют на ободьях специальной конструкции вследствие низкого давления в шинах при достаточно крупных размерах они имеют относительно малую грузоподъемность [7]. Значительная ширина и малая грузоподъемность пневмокотков ограничивают их применение для автомобилей. Кроме того, на ровных дорогах с твердым покрытием пневмокотки имеют относительно низкий срок службы. Они предназначены для транспортных средств, работающих в особо тяжелых условиях: по снежной целине, сыпучим пескам, заболоченной местности, в условиях самого тяжелого бездорожья [9].



Рис. 1.4. Пневмокоток

Приведем основные параметры колесных движителей транспортных средств: наружный диаметр D ; высоту профиля H ; ширину профиля B ; ширину протектора $h_{пр}$; посадочный диаметр d ; максимально допустимую нагрузку на движитель G_k (грузоподъемность); соответствующее этой нагрузке давление в шине p_0 ; геометрическую форму; статистический прогиб шины $f_{ш}$; жесткость шины $C_{ш}$; отношение максимального и минимального значений удельного давления шины на грунт q_{max}/q_{min} (табл. 1.1) [10].

Таблица 1.1

Конструкционные параметры шин

Параметр	Тип шины			
	Тороидная	Широкопрофильная	Арочная	Пневмокоток
H / B	1	0,7	0,37	0,32
D / B	3	2,5	1,6	1,0
B_F / B	0,75	0,8	1,0	1,0
$h_{пр} / B$	0,1	0,12	0,3	0,2
$f_{ш}$	0,015	0,012	0,02	0,028
$C_{ш}, \text{кН/м}$	400	500	330	160
$q_{max} / q_{min}, \text{МПа}$	0,35/0,09	0,35/0,08	0,2/0,08	0,08/0,03

MICHELIN EVOBIB

Фирмой MICHELIN EVOBIB предлагается инновационная форма шины [11] которая, изменяет форму и пятно контакта в зависимости от нужд конкретного пользователя (рис. 1.5)



Рис. 1.5

Форма и профиль шины MICHELIN EvoBib изменяются в зависимости от давления.

При сверхнизком давлении (менее 1,2 бар) пятно контакта снижает уплотнение почвы, вследствие чего улучшается передача мощности. При более высоком давлении (выше 2 бар) шина меняет форму: сцепление с дорогой имеет только сплошная центральная область протектора, что обеспечивает сокращение вибраций при движении, снижение расхода топлива и улучшенную безопасность.

Эта трансформация стала возможной благодаря новой конструкции каркаса. В сочетании с технологией Ultraflex такая конструкция обеспечивает «эффект шарнира» грунтозацепы в плечевой зоне шины опускаются или приподнимаются над землей. В «опущенном положении», при низком давлении, пятно контакта увеличивается на 20 % (рис. 1.6), что

улучшает тяговые характеристики и передачу мощности, а также сводит к минимуму уплотнение почвы.



Рис. 1.6

Увеличенное пятно контакта EvoVib приводит к повышению тяги на 20-50 %, что обеспечивает суммарную прибавку к мощности около 20 л.с.

В работе [5] рассматриваются условия работы вездеходных движителей, теория взаимодействия колесного движителя с деформируемыми поверхностями движения, влияние конструктивных и эксплуатационных параметров движителя на проходимость и другие качества машины. Дается метод расчета основных параметров вездеходного движителя.

Широкий круг проблем, влияющих на выбор типа движителя для машин, работающих в условиях бездорожья и других экстремальных случаях рассмотрены в работе [6]. В I части литературы рассмотрены основные элементы системы «машина-местность», часто называемой «террамеханика» (Terramechanics), а также принципы рационального создания специальных транспортных средств, оснащённых колёсными движителями.

В работе [12] рассмотрены основные принципы проектирования ходовых систем тракторов. Приведены методики расчета сборочных единиц и деталей и характеристики используемых материалов.

В литературе [13] изложены основы теории автомобилей, колесных и гусеничных тракторов. Рассмотрены эксплуатационные свойства, необходимые для понимания динамики, кинематики и энергетики этих машин: динамичность, топливная экономичность, устойчивость, управляемость, плавность хода, проходимость.

В статье [14] рассматривается вопрос развития методов оценки эффективности колесных транспортных средств в условиях заснеженной местности. Решающее влияние на уровень показателей эффективности машины оказывает степень соответствия нагрузочных и размерно - жесткостных характеристик шин условиям движения по снегу. Проведено сравнение показателей эффективности машин разных весовых категорий с различными параметрами колесных движителей и определены границы эффективности их технико-экономического использования. В качестве объектов исследований были выбраны автомобиль ГАЗ-66 и ЗВМ — 3966 «СИБЕР », а также Трэкол 39041 и УАЗ 31514. Анализ эффективности данных транспортных средств показал, что на малых глубинах снега более эффективными являются автомобили ГАЗ-66 и УАЗ 31514, на больших - ЗВМ — 3966 «СИБЕР» и Трэкол 39041. Результаты работы имеют важное практическое значение для деятельности научно-исследовательских лабораторий и автомобильных предприятий, занимающихся вопросами проектирования многоцелевых колесных машин для работы в северных регионах.

В работе [15] рассматриваются зависимости и делаются выводы о влиянии грузоподъемности на мощность двигателя и скорость движения гусеничных транспортно-технологических машин, которые обуславливают их подвижность, производительность и эффективность. Приводится статистическая модель рационального выбора типа гусеничной машины,

систем управления маневренностью, обеспечение общей потребной мощности, грузоподъемности, максимальной скорости движения.

Основные вопросы теории многоцелевых гусеничных и колесных машин изложены в работе [16]. Рассмотрены физико-механические и геометрические свойства поверхности движения, взаимодействие движителей с грунтом, динамика мобильных машин, теории устойчивости и управляемости, плавности хода и проходимости. Даны алгоритмы динамического и тягового расчетов с применением вычислительной техники. Изложены вопросы оптимизации мобильных машин на основе системного подхода.

В литературе [17] приведена методика определения основных параметров колесного движителя горных машин. Важное внимание уделено статической устойчивости машины с колесными движителями: двух-, трех- и четырехосным. Для таких движителей определены минимальные размеры ядра сечения.

В диссертации [18] рассмотрены методы расчета и испытания на износ тракторных шин, качение упругого колеса по твердому основанию, причины выхода из строя современных шин.

Целью настоящей работы является создание приближенной теоретической методики расчета и прогнозирования износостойкости тракторных шин, оценка фактического ресурса (ходимости) шин, сопоставление теоретических зависимостей с экспериментальными результатами натурных испытаний шин и установление закономерности изнашивания шин по протектору в зависимости от наработки (пробега) и условий эксплуатации тракторов.

В работе выполнено некоторое развитие теории явления качения с позиций механики недеформируемого и деформируемого твердого тела.

В работе [19] автором разработана математическая модель процесса деформации почвы, с учетом ее вязкоупругих свойств колесом с пневматической шиной, позволяющая для заданных условий движения

колеса по почве, производить расчеты характеристик деформационно-напряженного состояния и плотности почвы после прохода колеса.

Для оценки уплотняющего воздействия на почву движителей мобильных колесных машин предложено использовать следующие основные показатели приращение плотности почвы на различной глубине после прохода машины, остаточная глубина колеи, глубина распространения деформации сжатия почвы, которые, в отличие от принятых в настоящее время (максимальное давление колесного движителя на почву и нормальное напряжение в почве на глубине 0,5 м), позволяют непосредственно и более полно характеризовать свойства почвы, влияющие на ее плодородие

Показатели уплотняющего воздействия колесных машин на почву предложено определять расчетным путем по предложенной методике, которую позволяет реализовать разработанная нами компьютерная программа. Предложенная методика расчета и реализующая ее компьютерные программы могут быть использованы для прогнозирования уплотняющего воздействия на почву колесных сельскохозяйственных тракторов и для оценки эффективности различных мер, предлагаемых для его снижения

Хотя в рассмотренной литературе рассмотрены различные вопросы движителей транспортных средств, влияние различных факторов, определяющих проходимость шин в эксплуатации, в них раскрыто недостаточно тем самым разработка методики расчета, тракторных шин эксплуатируемых в условиях пустыни требуют дальнейших уточнений.

1.2. Анализ взаимодействия колёс тракторов с деформируемым грунтом.

Механика деформации грунта при качении колеса изучалась М. Х. Пигулевским, А. К. Бируля, В. Ф. Бабковым [20], С. С. Саакяном [21] и др. Согласно их исследованиям, деформацию грунта колесом можно подразделить на три вида:

вертикальные перемещения грунта (в основном за счет уплотнения);

боковое выпирание грунта в стороны;

смещение грунта в направлении движения.

На уплотняемых грунтах под колесом так же, как под плоским штампом, образуется уплотненный клин вдавливания. При малой толщине рыхлого слоя, например на пашне, клин вдавливания может переходить в общее сжатие слоя рыхлого грунта, подстилаемого твердым основанием. Выдавливание грунта в стороны при качении автомобильного колеса на рыхлых грунтах проявляется слабо, а на связных грунтах в мягкопластичном и текучем состоянии является преобладающим.

За один проход колеса грунт не успевает деформироваться на величину, соответствующую нагрузке. Поэтому при последовательных проходах колеса по одной колее происходит постепенное увеличение как клина вдавливания, так и бокового выпирания грунта.

Третий вид деформации, смещение грунта в направлении движения, определяется кинематикой качения колеса. Этот вид деформации отсутствует при вдавливании штампа и следовательно, является одной из основных отличительных особенностей качения колеса.

Как показывают эксперименты [20], смещение грунта вперед характерно для всех режимов качения колеса, в том числе и для ведущего, при котором, суммарная горизонтальная сила направлена назад.

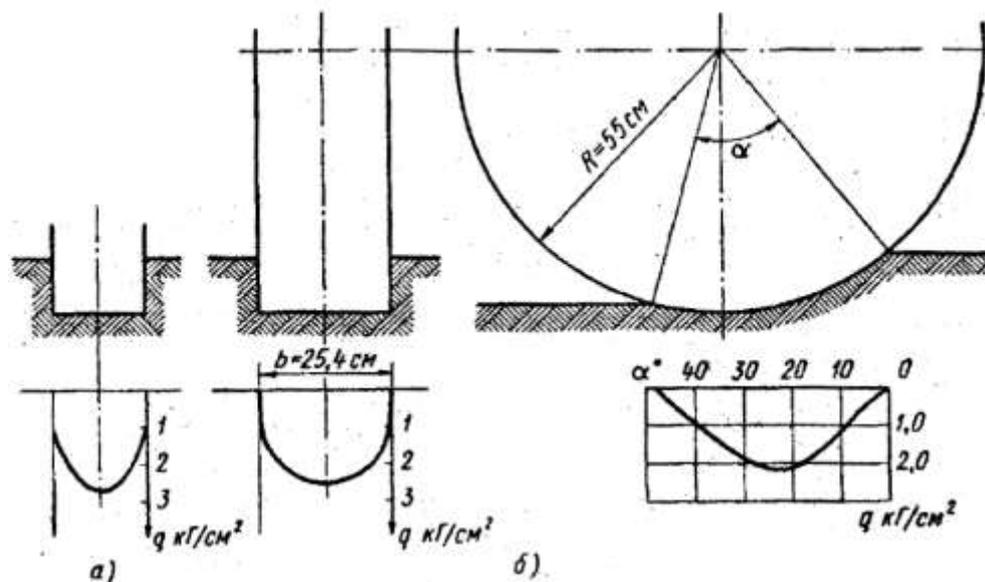


Рис. 1.7. Эпюры давлений в контакте штампа и колеса с песком: а — штамп; б — жесткое колесо

При смещении грунта в направлении движения наблюдаются как уплотнение грунта, так и сдвиги. Соотношение этих видов деформации зависит от состояния грунта, кинематики качения, ширины колеса и скорости движения. Чем больше скорость движения, тем меньше время, приходящееся на смещение грунта вперед и соответственно меньше уплотнение. При невозможности уплотнения грунта он выдавливается вверх и в стороны. Расширение колеса затрудняет раздвигание грунта в стороны, в результате чего увеличиваются уплотнение грунта перед колесом и высота валика, который образуется перед колесом.

Чтобы более детально рассмотреть особенности воздействия на грунт катящегося колеса, обратимся к эпюрам нормальных нагрузок в месте контакта колеса с грунтом (рис. 1.7) и сравним их с соответствующими эпюрами, полученными при вдавливании в грунт плоского штампа. Характер поперечных эпюр для жесткого колеса аналогичен эпюрам для плоского штампа, что свидетельствует об общности процесса деформации грунта под штампом и колесом.

Продольные эпюры для колеса существенно отличаются от эпюр для штампа. В задней части контакта глубина колеи практически постоянна, а нормальные нагрузки изменяются от максимального значения до нуля. Уменьшение нормальных нагрузок при приближении к выходу из контакта можно объяснить сдвигами грунта. Куполообразная эпюра для штампа также объясняется сдвигами грунта. По мере увеличения связности и уплотняемости грунта уменьшаются сдвиги и эпюра в задней части контакта приближается к прямоугольной, а при уменьшении связности — к треугольной. Для иллюстрации на рис. 1.8 приведены эпюры нормальных нагрузок, полученные на песке и на суглинке.

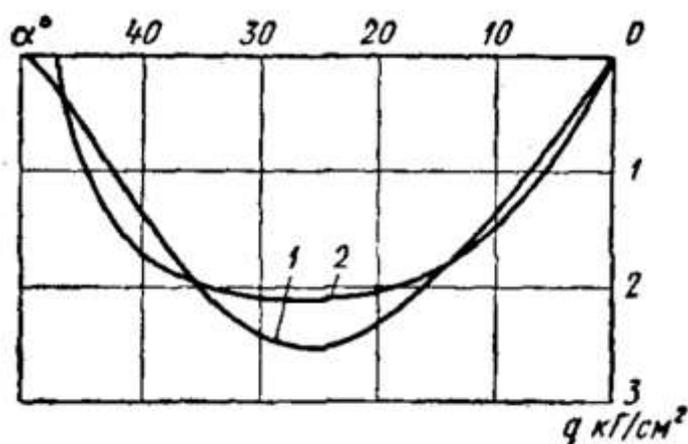


Рис. 1.8. Распределение давлений по длине контакта: 1 - на песке; 2 - на суглинке

В передней зоне контакта постепенно нарастают погружение колеса в грунт и нормальные нагрузки. Однако и здесь зависимость $q=q(h)$ отличается от аналогичной зависимости, получаемой при вдавливании штампа. При вдавливании штампа берутся средние нагрузки $q=G/F$ данном случае рассматриваются действительные давления в передней зоне контакта. На характер распределения этих давлений влияют сдвиги грунта. Вследствие сдвигов грунта уменьшаются давления в месте входа в контакт и увеличиваются при приближении к середине контакта (рис. 1.8). Чем больше склонность грунта к сдвигам, тем значительнее различие между зависимостями $q=q(h)$ для колеса и $q_{cp}=q_{cp}(h)$ для плоского штампа.

Особенности взаимодействия пневматического колеса с грунтом

Деформация шины существенно усложняет процесс взаимодействия колеса с грунтом, так как приводит к изменению формы контактной поверхности и характера распределения давлений в контакте [5].

Форма поверхности контакта автомобильной шины с грунтом впервые была исследована А. Л. Маршаком [22]. По данным А. Л. Маршака, при качении колеса набегающая часть поверхности контакта в продольном сечении близка к дуге окружности. Радиус этой окружности больше радиуса недеформированной шины, а центр смещен вперед, относительно оси колеса.

Исследования взаимодействия с грунтом шин с регулируемым давлением, проведенные автором, показали, что выводы А. Л. Маршака справедливы лишь для сравнительно жестких шин.

На рис. 1.9 показаны продольные и поперечные сечения поверхности контакта шины с грунтом и эпюры давлений в контакте для трех значений радиальной деформации шины. При малых значениях радиальной деформации шины в продольных сечениях кривизна контакта постепенно уменьшается от максимальной величины в передней части до нулевого значения сбегающей части. Кривизна поперечных сечений в протекторной зоне также уменьшается от передней части контакта к задней. При возрастании до определенного значения радиальной деформации шины в средней части контакта появляется плоская зона, увеличивающаяся по мере роста радиальной деформации шины. При очень больших значениях радиальной деформации (более 25% высоты профиля) поверхность контакта в средней зоне приобретает обратную кривизну, вначале в поперечных сечениях, а затем и в продольных.

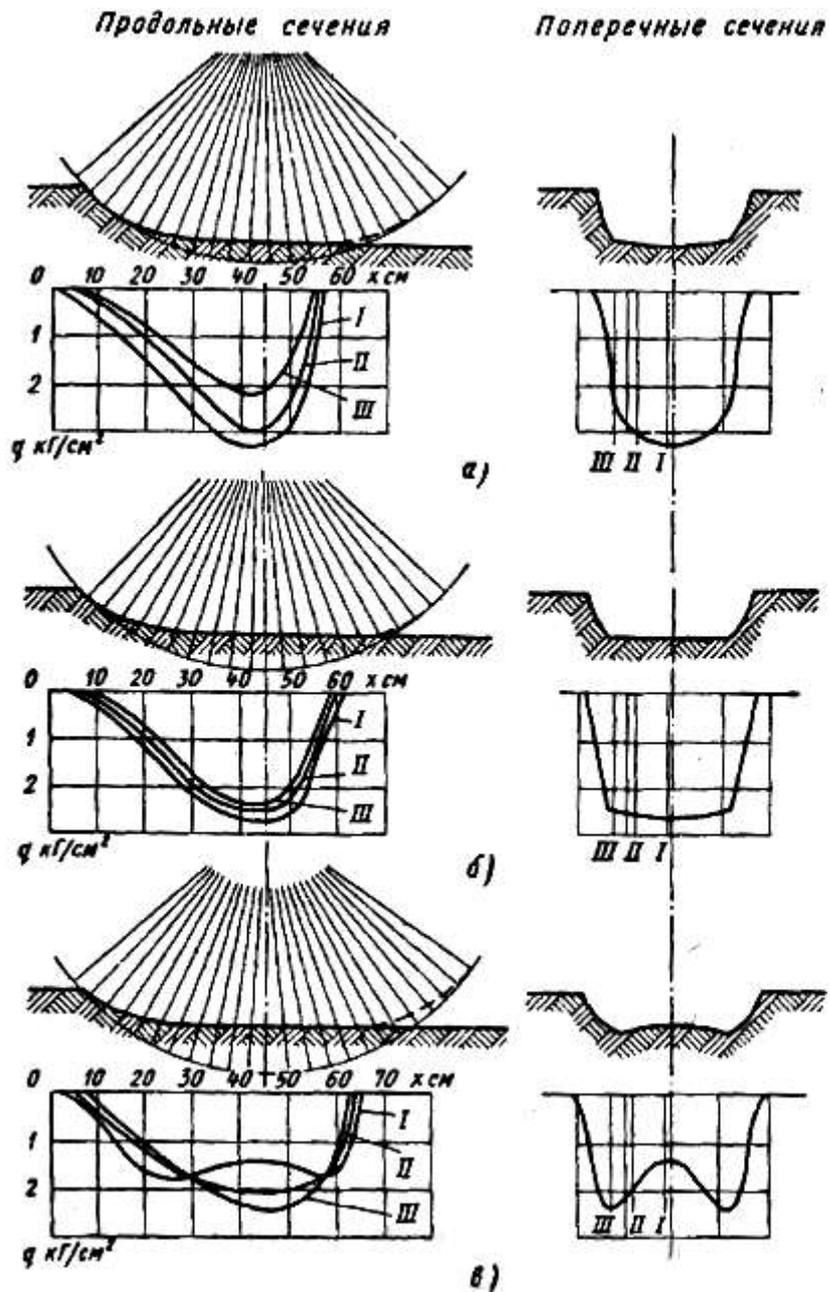


Рис. 1.9. Распределение давлений по площади контакта шины с грунтом (шина 12.00 – 18; $G_k=1500$ кг; песчаный грунт, $\gamma=1,3$ г/см³):

$a - p_0=2$ кг/см²; $b - p_0= 1$ кг/см²; $v - p_0= 0,5$ кг/см²; I - III – сечения

Характер, распределения давлений по поверхности контакта определяется формой этой поверхности и свойствами грунта. При малых значениях радиальной деформации шины, когда плоская зона в контакте отсутствует или мала, эпюры давлений и в продольных и в поперечных сечениях имеют параболическую форму аналогично жесткому колесу. По мере увеличения деформации шины куполообразная вершина эпюры все

больше срезается. Эпюры в продольных и поперечных сечениях приближаются к трапециевидным с постепенным увеличением верхнего основания. При дальнейшем увеличении деформации, когда в средней части контакта появляется обратный прогиб, эпюра давлений также приобретает вогнутую зону в средней части.

Максимальные давления расположены при отсутствии зоны с обратной кривизной в средней части контакта, при наличии зоны с обратной кривизной — по границам этой зоны.

Изменение формы контактной поверхности, естественно, влияет на характер деформации грунта. Чем больше плоская зона контакта, тем меньше склонность грунта к сдвигам и соответственно меньше погружение шины в грунт. Еще меньше сдвигов грунта в стороны получается при наличии в контакте зоны с обратной кривизной. При этом отмечается «арочный эффект», повышающий несущую способность грунта.

Режим качения колеса определяется нагрузками, приложенными к оси колеса, и скоростью качения. В общем случае к оси колеса приложена сила P (рис. 1.10), направленная под углом к поверхности. Угол β_0 , характеризующий наклон силы P к нормали в плоскости вращения колеса, определяется соотношением толкающей или тяговой силы T и силы G_{κ} нормальной к поверхности движения.

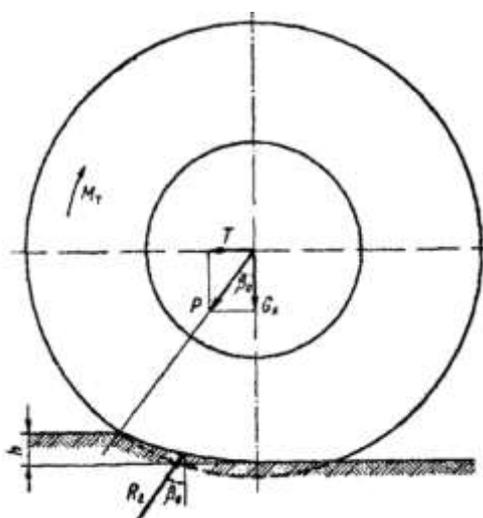


Рис. 1.10. Схема сил, приложенных к тормозящему колесу

M_T – тормозной момент, R_z – реакция грунта.

Многие считают, что глубина колеи зависит только от нормальной силы. В действительности это не так. Если бы сопротивление грунта вдавливанию не зависело от направления действия силы, то глубина колеи определялась бы выражением

$$h = [h(p)] \cos \beta_0$$

В случае линейной характеристики деформации грунта ($h = Kp \cos \beta_0$, где K —коэффициент) глубина колеи не зависела бы от силы T , так как

$$p = G_k / \cos \beta_0 \text{ и } h = KG_k$$

В действительности при отклонении направления приложенной силы от нормали уменьшается сопротивление грунта сдвига и соответственно снижается сопротивление грунта вдавливанию. Поэтому на мягком грунте увеличение толкающей или тяговой силы всегда вызывает рост глубины колеи.

Увеличение скорости качения, как правило, приводит к уменьшению деформации грунта вследствие сокращения времени действия нагрузки и повышения скорости ее нарастания. Из-за сокращения времени грунт не успевает деформироваться на полную величину. При повышении интенсивности нарастания нагрузки повышается жесткость грунта [5].

В результате анализа взаимодействия колёс тракторов с деформируемым грунтом выяснилось, что процесс взаимодействия колесного движителя трактора с деформируемым грунтом зависит не только от типа и влажности опорной поверхности, но и таких параметров колесного движителя как ширина профиля, давление в шине, материал резины, высота грунтазацепов, а также от нормальной нагрузки, приходящей к оси колеса от остова трактора, скорости движения и от многих других факторов. В свою очередь эти показатели оценивают тягово-сцепные свойства трактора.

1.3. Анализ методов расчёта колесных движителей тракторов.

Взаимодействие ведущего колеса с грунтовой поверхностью представляет сложный процесс, обусловливаемый разнообразным структурным составом грунтовой поверхности (категориями грунта – глина, песок, снег и т. д.), физическими свойствами (влажность, плотность и т. д.) и сопротивлением грунтов смятию и сдвигу, а также параметрами колеса и приложенными силами и моментами. При взаимодействии ведущего колеса с естественной поверхностью грунтов возникают процессы смятия и сдвига, в результате чего появляются движущая сила (касательная сила тяги F_k) и момент сопротивления движению за счет смятия грунта опорной поверхностью колеса и образования колеи.

Активные и реактивные силы и моменты, приложенные к ведущему колесу.

Рассмотрим схему приложения активных и реактивных сил и моментов [8, 23, 24, 25] к ведущему колесу, движущемуся по горизонтальной поверхности грунта в неустановившемся режиме при приложении к оси колеса крутящего момента M_k , нормальной нагрузки G и реактивной силы $F_{кр}$ от остова машины. В соответствии с рис. 1.11, крутящий момент M_k , подводимый к оси ведущего колеса, относительно точки O определяется по формуле

$$M_k = X \cdot r_d + Y \cdot c \pm M_{ин}, \quad (1.12)$$

где X – горизонтальная составляющая (движущая сила) реакции грунта; Y – вертикальная составляющая реакции грунта, равная вертикальной приложенной нагрузке; $M_{ин}$ – момент инерции вращающихся масс; r_d, c – координаты приложения реакции грунта; r_d – динамический радиус колеса.

образования колеи; $\frac{M_k}{r_d}$ – инерционная сила, возникающая за счет относительного движения.

Баланс сил ведущего колеса имеет вид

$$F_k = X + F_{\text{спр}} + \frac{M_{\text{ин}}}{r_d}, \quad (1.14)$$

$$X = F_{\text{кр}} + F_{\text{ин}} + F_{\text{воз}}, \quad (1.15)$$

где $F_{\text{кр}}$ – реакция от остова машины; $F_{\text{ин}} = m \frac{dv}{dt}$ – сила инерции при постоянном движении (m – масса колеса; v – скорость поступательного движения); $F_{\text{воз}}$ – аэродинамическое сопротивление.

После подстановки (1.14) в (1.15) тяговый баланс примет вид

$$F_k = F_{\text{кр}} + F_{\text{ин}} + F_{\text{воз}} + F_{\text{спр}} + \frac{M_{\text{ин}}}{r_d}, \quad (1.16)$$

Умножив правую и левую части уравнения (1.16) на скорость поступательного движения v , получим баланс мощности, подводимой к ведущему колесу:

$$P_k = P_{\text{кр}} + P_{\text{ин}} + P_{\text{воз}} + P_{\text{спр}} + P_{\omega},$$

где $P_{\text{спр}}$ – мощность, идущая на преодоление сопротивления движению за счет образования колеи; $P_{\text{воз}}$ – то же сопротивление воздуху; $P_{\text{ин}}$, P_{ω} – мощности, преобразуемые в энергию поступательного и вращательного движений; $P_{\text{кр}}$ – оставшаяся мощность, расходуемая на выполнение полезной работы.

Согласно (1.16), мощность, подводимая к оси ведущего колеса, равна сумме мощностей, идущих на преодоление.

Проведенный авторами анализ процесса взаимодействия ведущего колеса с грунтовой поверхностью достаточно полный и отвечает реальным условиям, описанным в [8, 20]. Поэтому для исследования данного процесса используем зависимости, предложенные В. В. Гуськовым.

Сила сопротивления качению

Для определения силы сопротивления качению $F_{\text{спр}}$ за счет образования колеи существует много зависимостей. Самая простая из них – $F_{\text{спр}} = fG$ однако она не позволяет проводить оптимизацию системообразующих параметров колеса, таких как: оптимальная $G_{\text{опт}}$ и предельная G_{lim} нагрузки, диаметр D , ширина b и давление воздуха P_w , коэффициент полезного действия колеса и ряд других параметров. По предложению [26, 27], силу сопротивления качению $F_{\text{спр}}$ целесообразно определять из условий движения ведомого колеса (рис. 1.12).

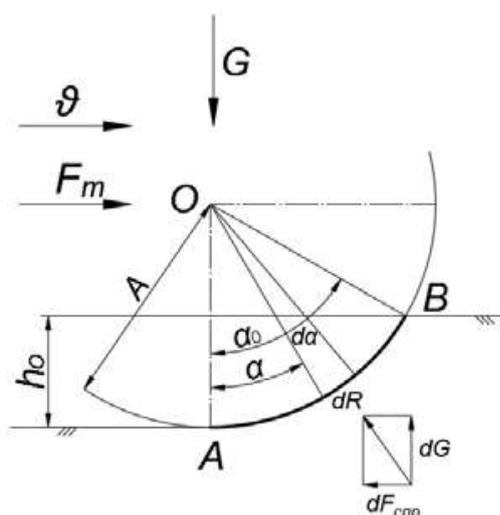


Рис. 1.12. Схема взаимодействия ведомого колеса с грунтовой поверхностью

При этом принимаются следующие допущения.

1. Элементарные нормальные реакции грунта dR направлены перпендикулярно опорной поверхности колеса и определяются законом, предложенным в [24], а именно:

$$\sigma = \sigma_0 \operatorname{th} \frac{k}{\sigma_0} h, \quad (1.17)$$

где σ – напряжение смятия; σ_0 – несущая способность грунтовой поверхности; k – коэффициент объемного смятия; h – глубина колеи.

2. Длина сложной опорной поверхности, согласно гипотезе М. Г. Беккера [24], замещается поверхностью жесткого колеса диаметром $D_{\text{пр}}$ (рис. 1.13), определяемым по формуле

$$D_{\text{пр}} = D_0 + \frac{h_{\text{ш}}}{h} (D_0 - 2h - h_{\text{ш}}), \quad (1.18)$$

где D_0 – номинальный диаметр реального колеса; $h_{\text{ш}}$ – деформация шины под влиянием нормальной нагрузки; h – глубина колеи.

Поскольку в (1.18) имеются две неизвестные (h и $h_{\text{ш}}$), то в [8] предложена эмпирическая формула, учитывающая влияние нормальной нагрузки G и сжатия грунта σ_0 :

$$D_{\text{пр}} = D_0 \left(1 + \frac{10G}{\sigma_0 D_0} \right). \quad (1.19)$$

Многочисленные эксперименты [24] подтвердили адекватность этой формулы условиям процесса взаимодействия реального колеса с грунтовой поверхностью.

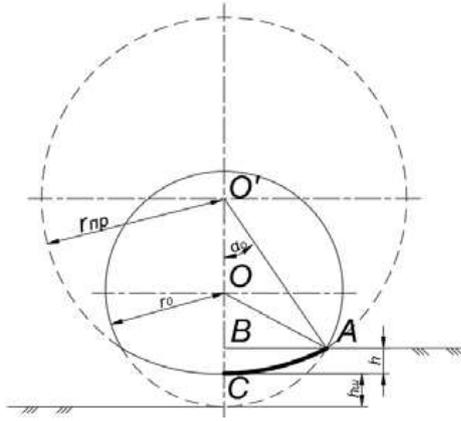


Рис. 1.13. Замена диаметра эластичного колеса D_0 диаметром жесткого колеса $D_{пр}$

3. Колесо движется по горизонтальной поверхности в установившемся режиме. Как показали расчеты, указанные допущения не снижают их точность и адекватность реальным условиям (возможная ошибка – не более 5 %). При схеме, приведенной на рис. 1.12, и принятых допущениях [28, 29] сила сопротивления качению $F_{спр}$ и глубина h колеи определяются из следующих уравнений:

$$F_{спр} = \int_0^{h_0} b \sigma_0 \operatorname{th} \left(\frac{k}{\sigma_0} r_{пр} \ln \left(\frac{r_{пр} - h}{r_{пр} - h_0} \right) \right) dh; \quad (1.20)$$

$$G = \int_0^{h_0} b \sigma_0 \frac{r_{пр} - h}{\sqrt{2r_{пр}h - h^2}} \operatorname{th} \left(\frac{k}{\sigma_0} r_{пр} \ln \left(\frac{r_{пр} - h}{r_{пр} - h_0} \right) \right) dh, \quad (1.21)$$

где b – ширина колеса; $r_{пр}$ – приведенный радиус колеса, $r_{д} = \frac{D_{пр}}{2}$.

Приведенные уравнения не подлежат точному аналитическому решению. Поэтому для упрощения таких решений принимали ряд допущений, которые позволяли проводить расчеты по следующим формулам:

$$F_{\text{сnp}} = 0,5G \sqrt[3]{\frac{G}{kbD_{\text{np}}^2}};$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{G^2}{k^2 b^2 D_{\text{np}}}}.$$

Однако расчеты по этим формулам давали значительные расхождения с реальными значениями. Поэтому авторы разработали новый алгоритм расчета (1.20) и (1.21), заключающийся в следующем. Вначале методом постепенного приближения $h_j \rightarrow h_0$ при заданном G (задавались различные значения h – в пределах до h_0) решали уравнение (1.21), которое заканчивали при значении h , соответствующем G . Затем из (1.20) определяли $F_{\text{сnp}}$. Решение этих уравнений представлено на рис. 1.14 для условий движения реального колеса (шина 18.4L-30; $D_0 = 1,52$ м; $b_0 = 0,47$ м; $P_w = 14$ кПа) по горизонтальной поверхности стерни суглинка нормальной влажности ($W = 18\%$; $\sigma_0 = 2,18 \cdot 10^6$; $k = 0,057 \cdot 10^6$ Н/м³).

На графике рис. 1.14 представлены зависимости $F_{\text{сnp}}$ и h от нормальной нагрузки, которые позволяют оптимизировать параметры ведущего колеса, т. е. определить при заданных размерах оптимальную $G_{\text{опт}}$ и максимальную G_{lim} нагрузки.

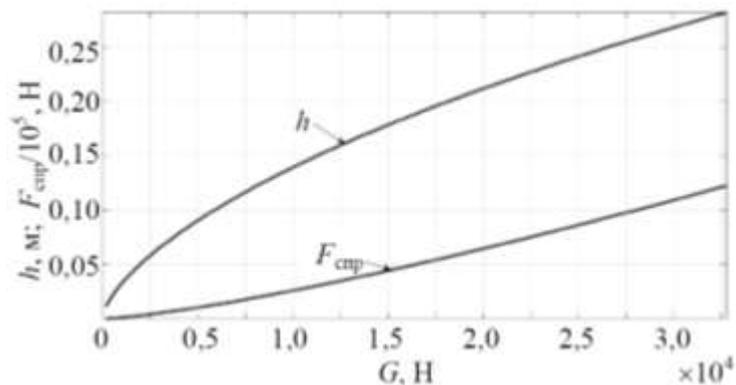


Рис. 1.14. Зависимость $F_{\text{сnp}}$ и h от G

Касательная сила тяги

При расчетах принимали схему рис. 1.13, когда реальное колесо заменяется жестким с приведенным диаметром $D_{пр}$

$$L_{пр} = r_{пр} \arctg \sqrt{\frac{2r_{пр}h - h^2}{r_{пр} - h}} + \sqrt{2r_{пр}h}. \quad (1.22)$$

Тогда F_k определяли при помощи (1.22) – (1.24):

$$F_k = \int_0^{\alpha_0} br_{пр} f_{ск} q_x \cos \alpha \left(1 + \frac{f_{п}}{\operatorname{ch} \frac{br_{пр} \alpha}{k_{\tau}}} \right) \operatorname{th} \left(\frac{br_{пр} \alpha}{k_{\tau}} \right) d\alpha; \quad (1.23)$$

$$G = \int_0^{\alpha_0} br_{пр} f_{ск} q_x \sin \alpha \left(1 + \frac{f_{п}}{\operatorname{ch} \frac{br_{пр} \alpha}{k_{\tau}}} \right) \operatorname{th} \left(\frac{br_{пр} \alpha}{k_{\tau}} \right) d\alpha. \quad (1.24)$$

При этом использовали зависимость между напряжением сдвига $\tau_{сд}$ от деформации Δ , предложенную в [31]:

$$\tau_{сд} = f_{ск} q_x \left(1 + \frac{f_{п}}{\operatorname{th} \frac{\Delta}{k_{\tau}}} \right) \operatorname{th} \frac{\Delta}{k_{\tau}}. \quad (1.25)$$

В уравнениях (1.22)–(1.25): b – ширина колеса; $r_{пр}$ – приведенный радиус колеса; h – глубина колеи; α_0 – угол обхвата опорной поверхности; q_x – давление колеса на грунт; $f_{ск}$, $f_{п}$ – коэффициент трения скольжения и покоя; k_{τ} – то же деформации грунта.

При решении (1.22)–(1.25), принимая $q_x = q_{ср} = G/bL$, $\Delta = \delta L_{пр}$, $L_{пр} = r_{пр} \alpha_0$ и $\alpha_0 = \arccos \frac{r_{пр} - h}{r_{пр}}$

$$F_k = \frac{f_{ck} k_\tau G}{\delta L_{np}} \left(\operatorname{lnch} \frac{\delta L_{np}}{k_\tau} - f_{II} \left(\frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\delta L_{np}}{k_\tau}} - 1 \right) \right) \quad (1.26)$$

Однако расчеты по (1.26) приводят к значительным погрешностям. Поэтому более точным решением будет уравнение, в котором q_x и δ изменяются в пределах:

$$q_x \rightarrow 0 \dots q_{\max};$$

$$\delta \rightarrow 0 \dots 1,$$

где $q_{\max} = 2q_{cp}; q_x = 2q_{cp} \frac{x}{L_{np}}; L_{np} \rightarrow 0 \dots L_{np}$

Уравнение (1.26) примет вид

$$F_k = \int_0^{L_{np}} \int_0^{2q_{cp}} \frac{2bf_{ck} q_{cp} x}{L_{np}} \left(1 + \frac{f_{II}}{\operatorname{ch} \frac{\delta x}{k_\tau}} \right) \operatorname{th} \frac{\delta x}{k_\tau} dq_x dx. \quad (1.27)$$

Решение (1.27) в функции от буксования δ при различных нормальных нагрузках при качении колеса 18.4L-30 по горизонтальной поверхности стерни суглинка приведено на рис. 1.16. При этом $f_{ck} = 0,76; f_{II} = 0,78$.

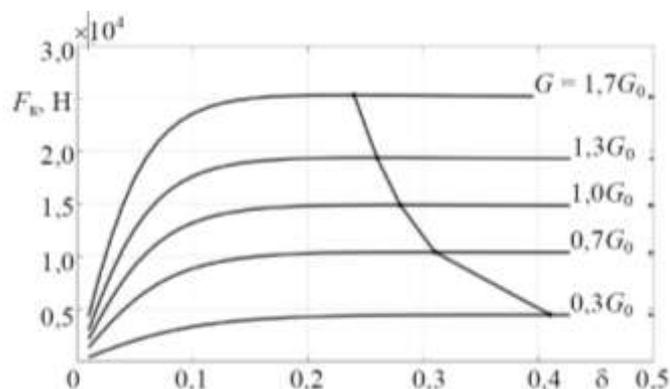


Рис. 1.16. Зависимость F_k от δ

Из рис. 1.16 видно, что максимальная сила тяги F_k для разной весовой нагрузки G_0 развивается при различном буксовании δ : при больших весовых нагрузках буксование меньше, при меньших – больше. Расчетные значения подтверждены результатами испытаний.

Выражения (1.20), (1.21), (1.27) позволяют оценить тяговосцепные свойства ведущих колес проектируемого трактора. В качестве критерия оптимизации при выборе параметров колеса и оптимальных и предельных нагрузок использовали коэффициент полезного действия колеса η_k

$$\eta_k = \eta_{\delta} \eta_{\text{спр}} = (1 - \delta_{F_{k \max}}) \left(1 - \frac{F_{\text{спр}}}{F_{k \max}} \right), \quad (1.28)$$

где η_{δ} – КПД, учитывающий буксование; $\delta_{F_{k \max}}$ – буксование при $F_{k \max}$ (рис. 1.14); $F_{k \max}$ – максимальная сила тяги.

Таким образом при изучение методов расчета колесных движителей трактора установлена, что предложенные уравнения (1.20), (1.21), (1.27), позволяют более точно (адекватно реальным) определить тяговосцепные свойства ведущих колес трактора, а также оптимизировать необходимые параметры колеса при заданной нагрузке или же при заданных параметрах колеса определить оптимальную и предельную нагрузки.

Выводы по главе I

1. Анализ существующей литературы по рассматриваемой проблеме показал, что в них рассмотрены различные вопросы движителей транспортных средств, влияние различных факторов, определяющих проходимость шин в эксплуатации, в них раскрыто недостаточно, тем самым разработка методики расчета тракторных шин, эксплуатируемых в условиях пустыни требуют дальнейших уточнений.

2. В результате анализа взаимодействия колёс тракторов с деформируемым грунтом выяснилось, что процесс взаимодействия колесного движителя трактора с деформируемом грунтом зависит не только от типа и влажности опорной поверхности, но и таких параметров колесного движителя как ширина профиля, давление в шине, материал резины, высота грунтазацепов, а также от нормальной нагрузки, приходящей к оси колеса от остова трактора, скорости движения и от многих других факторов. В свою очередь эти показатели оценивают тягово-сцепные свойства трактора.

3. Анализ методов расчета колесных движителей трактора позволил установить, что уравнения полученные на основе мощностного баланса ведущего колеса, позволяют более точно (адекватно реальным) определить тяговосцепные свойства ведущих колес трактора, а также оптимизировать необходимые параметры колеса при заданной нагрузке или же при заданных параметрах колеса определить оптимальную и предельную нагрузки.

Глава II. Теоретические исследования взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью

2.1. Характеристика опорной поверхности.

Около 75% территории Узбекистана занято пустынями. Климат пустынь очень жаркий, засушливый, с незначительным количеством осадков. Температура воздуха летом поднимается до +45...50С, а поверхность песка раскаляется до 80С. Растительность в этих условиях редкая, процесс почвообразования происходит очень медленно [32].

В пустынях встречаются серо-бурые, песчаные, такырные почвы и серозёмы. На плато Устюрт, в низкогорьях Кызылкума и у подножья Нуратау распространены серо-бурые почвы. В Кызылкуме, низовьях Зарафшана, Центральной Фергане и Мирзачуле на песчаных равнинах распространены пустынные песчаные почвы. На Устюрте, а также в сухих дельтах, на древних речных террасах встречаются такырные почвы. Образовавшаяся на месте водоема новая песчаная пустыня Аралкум площадью более 5,5 миллиона гектаров постепенно распространяется на весь регион Приаралья, ежегодно отравляя атмосферу около 100 миллионами тонн пыли и ядовитых солей, переносимых песчаными бурями и ураганами далеко за пределы Приаралья.

Сперва выясним что такое грунт и что такое почва. Грунтами называют любые горные породы, которые образовались в результате естественно-исторического происхождения в верхних слоях земной коры. В результате биологического воздействия на поверхности грунта образуется почва. Почва – это природное образование, формирующееся из смеси горных пород и остатков растительных и животных организмов и обладающее отличительным свойством – плодородием.

Всё многообразие грунтов, по которым может передвигаться транспортное средство, можно свести к двум большим группам.

В первой из них отдельные кристаллики и обломки горных пород сцементированы в прочную монолитную массу. Обычно эти грунты называют скальными породами. Часто у них высокая несущая способность, малая деформируемость и водопроницаемость.

Грунты второй группы состоят из частиц, не имеющих между собой прочных межкристаллических связей, и относятся к дисперсным средам в виде многофазной системы из твёрдых минеральных частиц, воды в различных состояниях и газообразных включений.

Оценку материалов, образующих поверхность движения, проводят по так называемым независимым параметрам.

Под независимыми параметрами понимают такие свойства грунта, которые не зависят от способа их измерения или определения. Самым стабильным является гранулометрический состав, который находится в основе классификации грунтов (табл. 2.1). Другие независимые параметры (влажность, плотность, пористость и т.п.) меняются в широких пределах в зависимости от внешних условий.

Частицы грунта одного минералогического состава, близкие по своим размерам, объединяют в группы, называемые гранулометрическими фракциями грунта. Сочетание этих различных фракций и определяет гранулометрический состав грунта.

Под гранулометрическим составом грунта понимают процентное (по массе) содержание в породе твёрдых частиц того или иного размера.

Таблица 2.1

Классификация грунтов по размеру частиц

Наименование грунта	Размер частиц в мм
Валуны и камни угловатые	Более 200
Булыжник	200...100
Галька окатанная и щебень угловатый	100...40
Гравий окатанный и дресва угловатая	40...2
Песок	2...0,05
Пыль	0,05...0,01
Ил	0,01...0,005
Глина	Менее 0,005

Свойства грунта во многом зависят от такого важного показателя, как содержание в нём глинистых частиц. Некоторые виды грунтов в зависимости от содержания в них глинистых частиц даны в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Классификация грунтов по содержанию в них глинистых частиц

Наименование грунта	Содержание глинистых частиц (размером менее 0,005 мм), %
Песок	Менее 3
Супесок (лёгкий суглинок)	3...10
Суглинок	10...30
Глинистый грунт	Более 30

Несвязными или фрикционными грунтами называются такие сыпучие грунты, как пески, супесчаные и пылеватые, в сухом состоянии не

обладающие сцепными качествами. Фрикционные или несвязные грунты состоят из твёрдых частиц сравнительно больших размеров [33].

Физико-механические параметры грунтов

Основным параметром, оказывающим влияние на физические свойства грунта, является его плотность ρ_{Γ} .

Плотность грунта ρ_{Γ} – это отношение его массы m_{Γ} к занимаемому им объёму V_{Γ}

$$\rho_{\Gamma} = m_{\Gamma} / V_{\Gamma}. \quad (2.1)$$

Чтобы оценить фильтрационную способность, введено понятие пористости грунта.

Коэффициент пористости грунта ε – это отношение объёма пор V_{Π} к объёму скелета $V_{\text{С}}$ образца грунта

$$\varepsilon = V_{\Pi} / V_{\text{С}}. \quad (2.2)$$

Чем выше ε , тем значительнее увлажнение грунта.

Одним из наиболее важных параметров (особенно связных грунтов), определяющих их свойства, является влажность.

Влажность грунта W – это отношение массы воды $m_{\text{В}}$, содержащейся в определённом объёме грунта, к массе сухого вещества $m_{\text{С}}$ (или твёрдых частиц), определяется по следующей формуле:

$$W = (m_{\text{В}} / m_{\text{С}}) \cdot 100\%. \quad (2.3)$$

В зависимости от содержания влаги связные грунты могут находиться в твёрдом, пластичном или текучем состоянии.

Предел пластичности W_p или граница раскатывания определяется влажностью, при которой образец грунта раскатывается в шнур диаметром 3 мм без разрушения на куски.

Состояние грунта можно определить с помощью числа пластичности.

Число пластичности I_p определяется как разность между пределом текучести W_L и пределом пластичности W_p , т.е.

$$I_p = W_L - W_p. \quad (2.4)$$

В настоящее время «Строительные нормы и правила» (СНиП) определяют тип грунта, начиная от песков и до глин включительно, не по его фракционному составу, а по числу пластичности.

Число пластичности равно 1...7% для супесей, 7...17% для суглинистых и более 17% – для глинистых грунтов. Песок определяется как грунт, не имеющий числа пластичности.

Для оценки фактического состояния связных грунтов используют так называемый показатель консистенции.

Показатель консистенции I_L – численная характеристика уплотнённости грунта, обуславливающая его способность сопротивляться пластическому изменению формы, определяется по зависимости

$$I_L = (W - W_p)/(W_L - W_p). \quad (2.5)$$

Показатель консистенции иногда называют индексом текучести, так как с его помощью можно определить состояние грунта.

Используя данные табл. 2.3, по глубине погружения конуса в грунт можно определить показатель консистенции I_L .

Таблица 2.3

Характеристики консистенции грунтов

Глубина погружения конуса в грунт, мм	Консистенция грунта	Показатель консистенции I_L
< 2	Твёрдая	< 0
2...3	Слабопластичная	0...0,125
3...7	Пластичная	0,125...0,625
7...10	Легкопластичная	0,625...1,0
> 10	Текучая	> 1,0

Связные грунты в пластичном состоянии обладают липкостью.

Липкость грунта p_L выражают в единицах силы, необходимой для отрыва прилипшей к грунту пластины и отнесённой к площади её контакта с грунтом

$$p_L = P_{max} / S, \quad (2.6)$$

где P_{max} – максимальная сила отрыва; S – площадь контакта. Например, липкость грунта к стали достигает 0,015...0,025 МПа.

Для того чтобы оценить проходимость тех или иных видов грунтов, введено понятие несущей способности грунта p_s , которая показывает возможность грунта создавать опорную реакцию на приложенную к нему нагрузку без потери устойчивости в перемещении по вертикали воздействующего на грунт объекта.

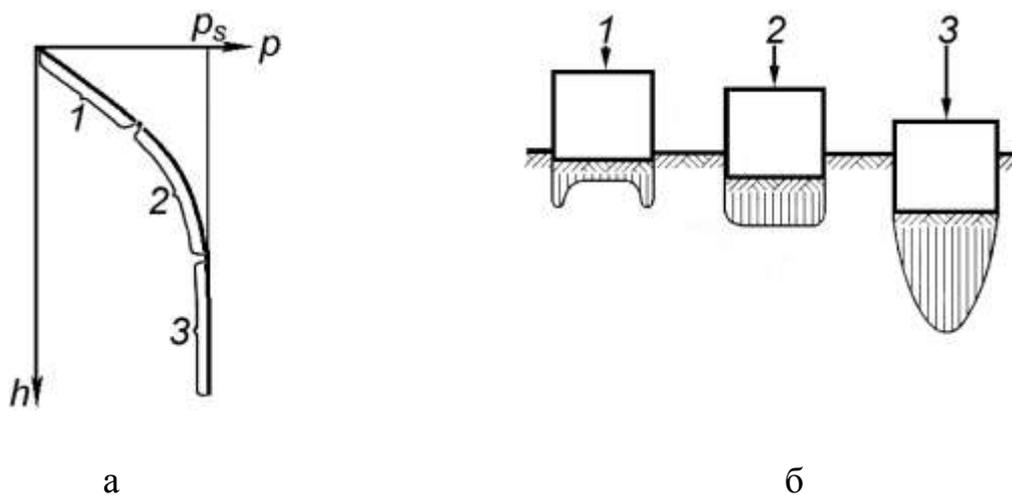


Рис. 2.1. Характер деформации однородного грунта:

а – зависимость удельного сопротивления грунта от глубины вдавливания в него штампа; б – эпюры нормальных давлений под штампом диаметром $D_{шт}$, соответствующие основным этапам нагрузки

На рис. 2.1 в общем случае показаны зависимость и соответствующие ей эпюры нормальных давлений под штампом при деформации однородного грунта.

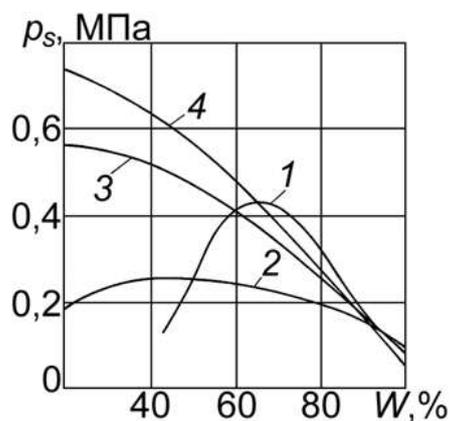


Рис. 2.2. Зависимость несущей способности грунта от его влажности: 1 – песок; 2 – супеси; 3 – суглинки; 4 – глины

Несущая способность грунта p_s в значительной степени зависит от относительной влажности грунта W (рис. 2.2). Как видно из рисунка, несущая способность p_s песка при увеличении относительной влажности W сначала растёт, а потом вновь уменьшается [6].

Свойства песчаных (несвязных) грунтов менее зависят от влажности. Состояние песчаных грунтов характеризуется их плотностью, оказывающей наибольшее влияние на механические свойства. Плотность грунта оценивается значениями пористости или объемной массы. В зависимости от гранулометрического состава песчаные грунты подразделяются на крупнозернистые, среднезернистые, мелкозернистые и пылеватые.

Ориентировочные значения параметров, определяющих механические свойства песков, приведены в табл. 2.4. Пески отличаются повышенным по сравнению со связными грунтами углом внутреннего трения φ_0 и почти полным отсутствием внутреннего сцепления c_0 .

Таблица 2.4

Песок	Коэффициент пористости	Угол внутреннего трения φ_0 в град	Внутреннее сцепление
Крупнозернистый	0,41 – 0,5	43	0,02
	0,51 – 0,6	40	0,01
	0,61 – 0,7	38	–
Среднезернистый	0,41 – 0,5	40	0,03
	0,51 – 0,6	38	0,02
	0,61 – 0,7	35	0,01
Мелкозернистый	0,41 – 0,5	38	0,06
	0,51 – 0,6	36	0,04
	0,61 – 0,7	32	0,02
Пыловатые	0,41 – 0,5	36	0,08
	0,51 – 0,6	34	0,06
	0,61 – 0,7	40	0,04

Сыпучие пески в естественном залегании отличаются малой уплотняемостью, так как пористость песка изменяется в основном не от давления, а от степени утряхивания. Поэтому основной вид деформации для них — деформация сдвига. Значения модуля деформации песков большие ($E > 50 \text{ кг/см}^2$). Несущая способность в большей мере, чем у связных грунтов, зависит от размеров вдавливаемого тела (штампа), повышаясь с их увеличением.

Сцепные свойства песчаного грунта определяются углом внутреннего трения. Самыми низкими сцепными свойствами и несущей способностью характеризуются мелкозернистые пески. Так как коэффициент трения резины по песку больше коэффициента внутреннего трения песка, то срез грунта обычно происходит не в плоскости контакта штампа с грунтом, а несколько ниже.

Несущая способность и сцепные свойства песка в большей мере, чем для связных грунтов, повышаются при наличии близлежащего твердого слоя.

Коэффициент внутреннего трения песка зависит от степени уплотнения, несколько увеличиваясь с повышением плотности, и от толщины слоя песка. При большом слое песка срез происходит не по поверхности контакта, а по более глубоким слоям, где уплотнение меньше [5].

Таким образом характеристика опорной поверхности оценивается ее физико-механическими свойствами, как плотность грунта, влажность, сыпучесть, вязкость, модуль деформации, угол внутреннего трения, внутреннее сцепление в грунте и т.п.

В зависимости от содержания влаги связные грунты могут находиться в твердом, пластичном или текучем состоянии, но свойства песчаных грунтов менее зависят от влажности. Состояние песчаных грунтов

характеризуется их плотностью оказывающей наиболее влияние на механические свойства.

Пески отличаются повышенным по сравнению со связными грунтами углом внутреннего трения φ_0 и почти полным отсутствием внутреннего сцепления c_0 .

Сыпучие пески в естественном залегании отличаются малой уплотняемостью, так как пористость песка изменяется в основном не от давления, а от степени утряхивания. Поэтому основной вид деформации для них — деформация сдвига. Значения модуля деформации песков большие ($E > 50 \text{ кг/см}^2$). Несущая способность в большей мере, чем у связных грунтов, зависит от размеров вдавливаемого тела (штампа), повышаясь с их увеличением.

Сцепные свойства песчаного грунта определяются углом внутреннего трения. Самыми низкими сцепными свойствами и несущей способностью характеризуются мелкозернистые пески.

2.2. Характер распределения нагрузки на опорной поверхности

Проходимость грунтовых поверхностей тесно связана с их сопротивлением нагрузкам, передающимся через колеса автомобилей или траки гусениц. Чем больше сопротивление грунта деформированию, тем выше сцепление с ним ведущих колес, меньше глубина колеи, образующейся при проезде, и тем ниже сопротивление качению. Сопротивление грунтов нагрузкам зависит от их связности, которая обуславливается рядом факторов: наличием сил сцепления между частицами, вызываемого действием молекулярных сил на поверхности мелких глинистых частиц; связывающим эффектом тонких пленок воды, всегда содержащейся в некотором количестве в грунте, а также сопротивлением трению, развивающемуся в процессе взаимного смещения грунтовых частиц при действии нагрузки.

Связность грунта непостоянна и зависит от содержания в нем влаги. При появлении в связных грунтах, содержащих глину, капиллярной влаги их сопротивление нагрузкам снижается, так как дополнительная влага, разобщая грунтовые частицы, уменьшает связывающий эффект действующих между ними молекулярных сил [34].

Возрастание влажности до капиллярной, которая удерживается в тонких порах грунта, а затем до полной влагоемкости характеризуется изменением физического состояния грунтов — переходом их соответственно из твердого в пластичное, а затем и в текучее состояние.

У несвязных грунтов (песков) связность возникает только при появлении в нем капиллярной влаги. Вначале связность возрастает, но по мере приближения влажности песка к значению полной капиллярной влагоемкости начинает снова снижаться, так как при заполнении водой отдельных пор между грунтовыми частицами уничтожается связывающее действие капиллярных сил (рис. 2.3)

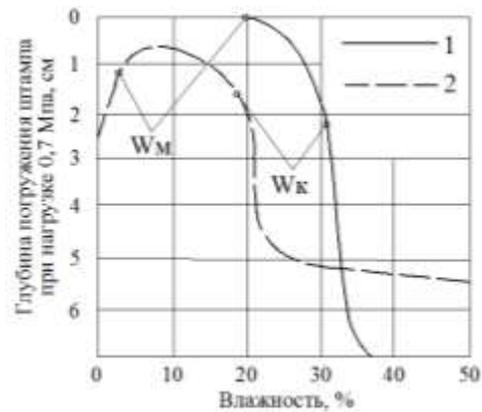


Рис. 2.3. Влияние влажности на сопротивление грунтов нагрузкам:

1 — суглинистый чернозем; 2 — песок; W_m — максимальная молекулярная влагоемкость; W_k — капиллярная влагоемкость.

Нагрузка, передающаяся на грунт через площадку на его поверхности, создает в грунте напряжения, затухающие с глубиной (рис. 2.4). Хотя грунты и отличаются от рассматриваемых в строительной механике идеализированных однородных материалов, строго подчиняющихся закону Гука, для определения напряжений используют закономерности теории упругости. Однако, поскольку опыты показали, что напряжения в поверхностных слоях грунта при передаче нагрузки через площадки малых размеров, равновеликие отпечатку шины автомобиля на покрытии, превышают вычисленные по формулам теории упругости, в формулы входят эмпирические поправочные коэффициенты концентрации напряжений [35].

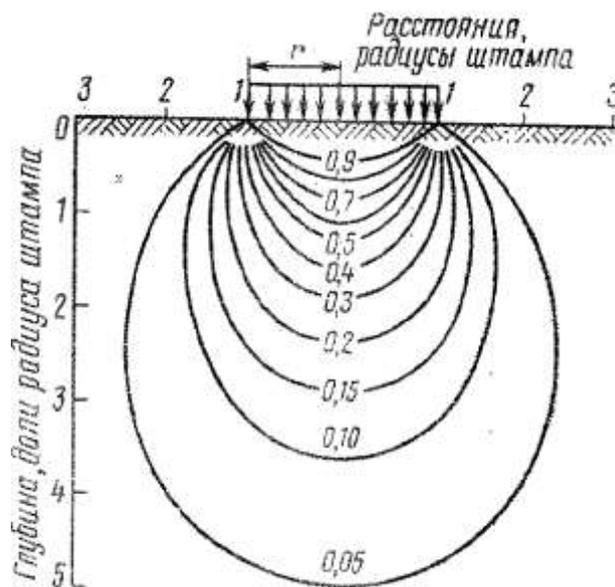


Рис. 2.4. Распределение напряжений в грунте от нагрузки, передающейся через круговую площадку. Цифры у кривых — напряжения в долях давления на площадку

При действии нагрузки, равномерно распределенной по гибкой круглой площадке, сжимающие напряжения по вертикали, проходящей через центр площадки, могут быть вычислены по формуле Буссинеска:

$$\sigma = \nu p (1 - \cos \nu \alpha) \quad (2.7)$$

где ν — коэффициент концентрации напряжений (при определении напряжений в однородном упругоизотропном массиве $\nu = 3$, при пластическом характере деформаций $\nu = 6$); p — давление на площадку; α — угол, образуемый прямыми, соединяющими рассматриваемую точку с двумя противоположными точками на окружности; $\alpha = 2 \operatorname{arctg} r/z$; r — радиус площади, через которую передается на грунт нагрузка; z — глубина рассматриваемой точки от поверхности грунта, см.

Таким образом, напряжения в однородном по глубине грунте прямо пропорциональны давлению на его поверхность и тем больше, чем больше площадь, к которой оно приложено.

Напряжения, возникающие в грунте при действии нагрузки, вызывают его деформации, которые проявляются в уплотнении грунта 1 — сближении его частиц между собой — и в выжимании частиц из-под штампа в сторону. Чем более рыхлое состояние имеет грунт, тем большую роль в его деформации играет уплотнение. В водонасыщенных грунтах вода, заполняющая поры, препятствует сближению грунтовых частиц, и поэтому при действии нагрузок грунт выжимается из-под штампа в сторону.

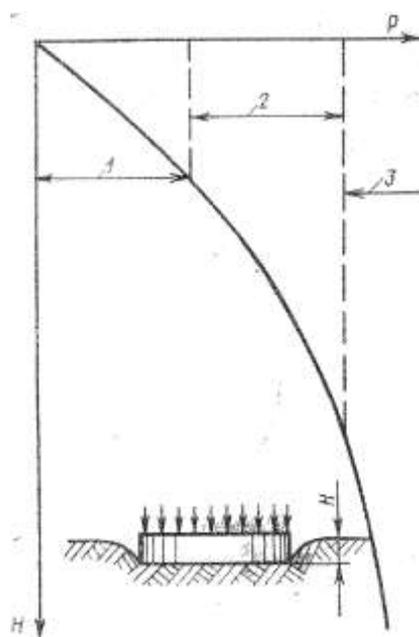


Рис. 2.5. Зависимость осадки площадки, через которую передается нагрузка от давления:

1 — уплотнение; 2 — местные сдвиги; 3 — просадка штампа

Допускаемые нагрузки на грунт иногда пытаются характеризовать его несущей способностью, понимая под ней нагрузку больше которой грунт якобы не может выдержать. Это неверно, так как каждое увеличение давления на грунт вызывает соответствующий прирост деформации, и ограничивать нагрузки на грунт приходится главным образом из соображений допустимого значения возникающих деформаций. Поэтому

несущая способность одного и того же грунта для разных случаев приложения нагрузок может быть различной.

Если через какую либо площадку (штамп) передавать на грунт постепенно увеличивающуюся нагрузку, выжидая перед приложением каждой ее новой ступени прекращения осадки от предыдущей, график зависимости осадки от действующей нагрузки будет иметь вид, показанный на рис. 2.5. На начальном участке кривой осадки практически пропорциональны нагрузкам. Эта часть графика соответствует периоду преимущественного уплотнения грунта. На этом этапе развития деформации под штампом формируется присоединенный к нему уплотненный клин грунта, погружающийся в дальнейшем вместе со штампом и раздвигающий грунт в стороны. При дальнейшем увеличении давления на штамп в отдельных точках грунта начинают возникать внутренние сдвиги в результате превышения касательными напряжениями внутренних сил связности грунта. По мере возрастания нагрузки количество таких точек увеличивается и осадка штампа начинает возрастать более быстро, чем нагрузка. Постепенно, сливаясь, участки сдвигов в грунте образуют криволинейные поверхности скольжения, по которым происходит выпирание грунта вбок из-под штампа, сопровождающееся его просадкой (рис. 2.6).

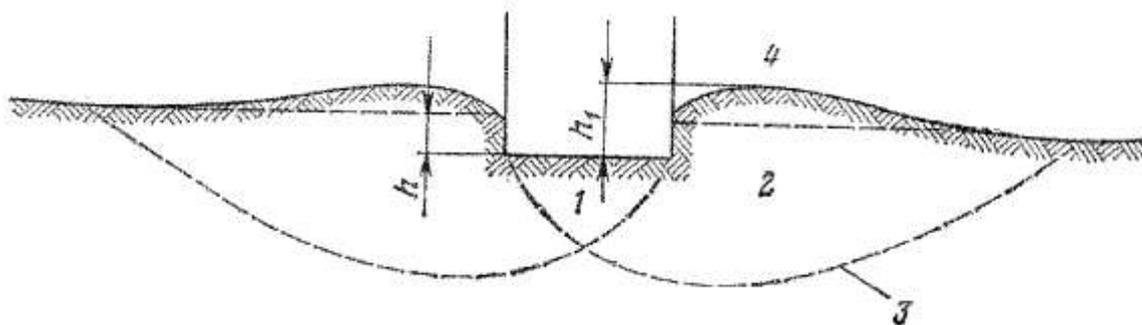


Рис. 2.6. Образование колеи за счет бокового выпирания грунта:

1- уплотненный, подштамповый конус; 2 - призмы выпирания; 3 - поверхности скольжения; 4 - валы взбугривания; h - фактическая глубина колеи; h_1 — кажущаяся глубина колеи.

В механике грунтов применительно к расчетам устойчивости фундаментов сооружений предложены два метода теоретического определения осадки площадки, передающей давление на грунт.

При малых нагрузках и деформациях, когда кривая зависимости между нагрузками на грунт и осадкой штампа имеет сравнительно малую кривизну и мало отличается от прямой линии, предполагают, что к грунту применимы закономерности теории упругости. В этом случае пропорциональность между суммарным значением упругих и пластических деформаций грунта и давлением характеризуется, как известно, модулем деформации, если рассматривать полную деформацию, или модулем упругости, если рассматривать только восстанавливающуюся часть осадки.

Осадки, связанные с преимущественным уплотнением грунтов,

$$H = \frac{\Omega p \sqrt{F}}{E} (1 - \mu^2) \quad (2.8)$$

где Ω - коэффициент, зависящий от формы штампа;

p - давление на штамп;

F - площадь штампа;

μ - коэффициент Пуассона, принимаемый равным 0,3 для песков и 0,4 для глин;

E - модуль деформации.

Для центра гибких штампов коэффициент Q равен: 1,12 для квадратной площадки; 0,94 для прямоугольной с соотношением сторон 1 : 5 и 0,80 при соотношении сторон 1 : 10; 1,13 для круглой площадки.

Осадки, соответствующие большим нагрузкам и боковому выпиранию грунта из-под штампа, определяют исходя из закономерностей предельного равновесия теории пластичности грунтов. Для площадок, у которых длина существенно превышает ширину, к числу которых может быть отнесена, например, тракторная гусеница, связь между нагрузкой и деформацией выражается формулой Прандтля:

$$p = (\delta H + c \operatorname{ctg} \varphi) \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} e^{\pi \operatorname{tg} \varphi} - c \operatorname{ctg} \varphi \quad (2.9)$$

где δ — плотность грунта;

H — погружение штампа в грунт;

c — сцепление грунта;

φ — угол внутреннего трения грунта;

e — основание натуральных логарифмов.

Формула Прандтля исходит из предположения, что грунт деформируется пластически, т. е. изменение его формы не сопровождается уплотнением. Это может иметь место только в грунтах полностью водонасыщенных или содержащих малое количество воздуха.

Входящие в эту формулу характеристики сопротивления грунта сдвигу — сцепление и угол внутреннего трения — определяют опытным путем, измеряя в специальных приборах сопротивление образцов грунта на срез τ при разных значениях вертикальной нагрузки p на образец. Результаты таких испытаний с достаточной степенью точности удовлетворяют уравнению Кулона:

$$\tau = p \operatorname{tg} \varphi + c. \quad (2.10)$$

Соппротивление грунтов сдвигу определяет сцепление шин с деформируемой грунтовой поверхностью. Касательным усилиям вдавливающих в грунт выступов протектора шины противодействуют сопротивление сдвигу объемов грунта, защемленных между выступами, и трение резины о грунт. На липких грунтах сцепление резко снижается, так как грунт, забивший прорезы в протекторе, остается в них и не отбрасывается центробежными силами, развивающимися при вращении колеса.

Все характеристики сопротивления грунтов нагрузкам, входящие в приведенные выше формулы, являются величинами переменными и зависят от влажности и степени уплотнения грунта. Поэтому для выполнения по этим формулам расчетов, связанных с оценкой проходимости грунтов, необходимо знать состояние грунтов в рассматриваемый период времени.

Соппротивление движению по грунтовым поверхностям и проходимость автомобилей.

При движении по рыхлым или сильно увлажненным грунтовым поверхностям значительная часть мощности двигателя затрачивается на преодоление сопротивления грунта при образовании колеи. Приложенные к колесу вертикальная нагрузка и горизонтальное тяговое усилие на оси ведомого колеса, а также силы трения и сцепления шины с грунтом на поверхности контакта ведущих колес с грунтом создают в грунте поле напряжений, вызывающее деформацию грунта.

Рассчитанные теоретически эпюры горизонтальных напряжений, возникающих при качении ведущего и ведомого колес (рис. 2.7), объясняют различие в характере воздействия этих колес на грунт. При движении колеса с образованием колеи происходят горизонтальные

смещения грунта в направлении движения и уплотнение грунта под колесом по вертикали (рис. 2.8). Наличие на ведущих колесах тягового усилия уменьшает смещение грунта в направлении движения.

Сила тяги и глубина образующейся колеи при движении по грунту одиночного ведомого колеса могут быть установлены из следующих соображений [34].

Отдельные точки на поверхности контакта колеса с грунтом погружаются в грунт на разную глубину. Поэтому реактивное давление грунта на площадки в разных местах штампа различно. При теоретических анализах качения колеса по грунту обычно принимают, что изменение сопротивления грунта по мере погружения в грунт точки на его ободке подчиняется зависимости

$$q = Cz^\mu, \quad (2.11)$$

где q - сопротивление грунта на глубине z от поверхности;

C - сопротивление грунта на глубине $z=1$;

μ - параметр, характеризующий закон возрастания сопротивления грунта с глубиной.

Значения C и μ зависят от влажности грунта и степени его уплотнения. Параметр μ изменяется в сравнительно узких пределах. При рыхлом состоянии грунта и малых влажностях $\mu = 1$, при пластичном состоянии грунта $\mu = 0,5$, а в текучем и полностью насыщенном водой состоянии $\mu = 0$. Таким образом, для большинства типичных случаев эксплуатации автомобильного транспорта характерно значение $\mu = 0,5$.

При качении по деформирующемуся грунту с образованием колеи пневматическую шину высокого давления можно рассматривать как жесткое цилиндрическое колесо с шириной обода B (рис. 14.8).

Соппротивление грунта давлению выделенной на ободѣ элементарной площадки длиной ds и шириной B

$$dq = Bds = Cz^\mu Bds \quad (2.12)$$

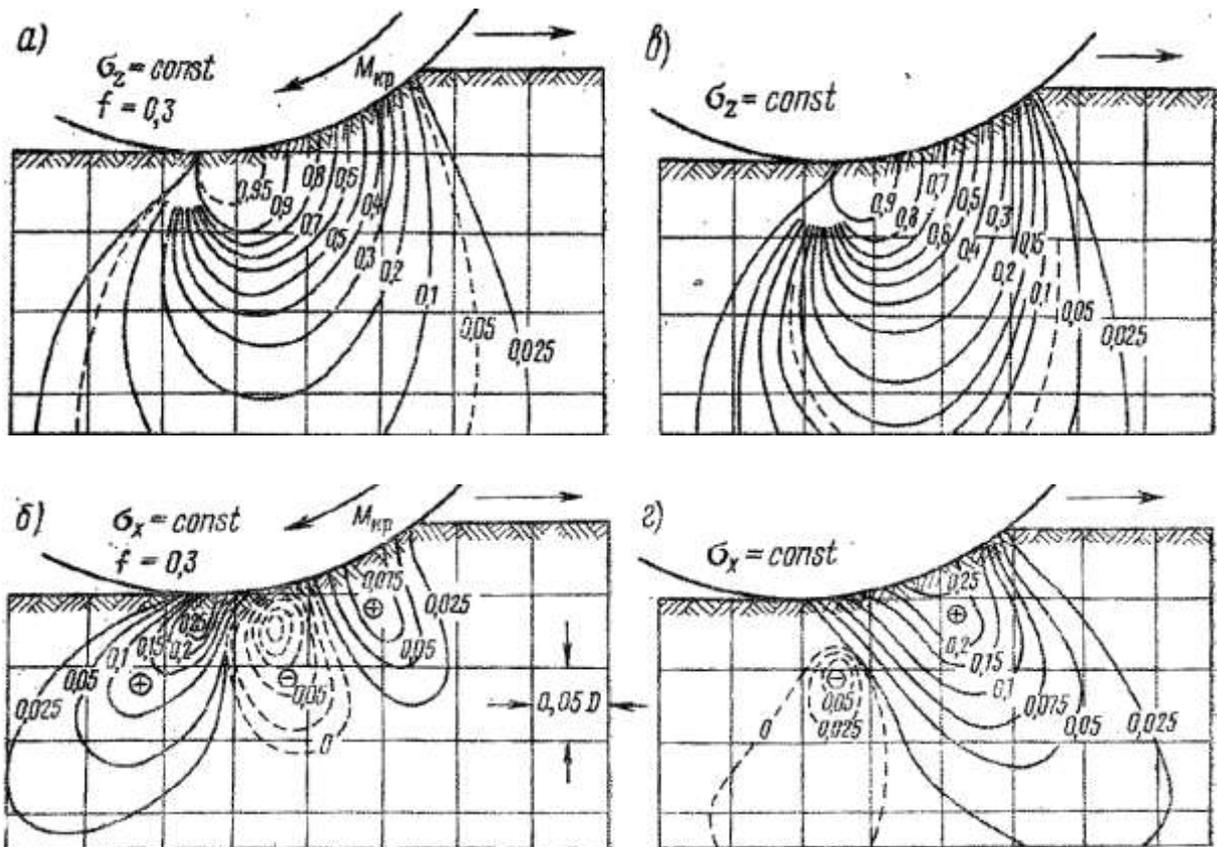


Рис. 2.7. Распределение вертикальных и горизонтальных сжимающих напряжений под колесами: $a, б$ — под ведущим; $в, г$ — под ведомым.

Глубина колеи $H = 0,1D$, коэффициент сцепления шины с грунтом $\phi = 0,3$, параметры уравнения сопротивления грунта вдавлению $\mu = 1$, $c = 10$ МПа.

Цифры на кривых показывают напряжение (в МПа) при условии, что вертикальное давление в наиболее погружившейся части колеса равно 1 Мпа

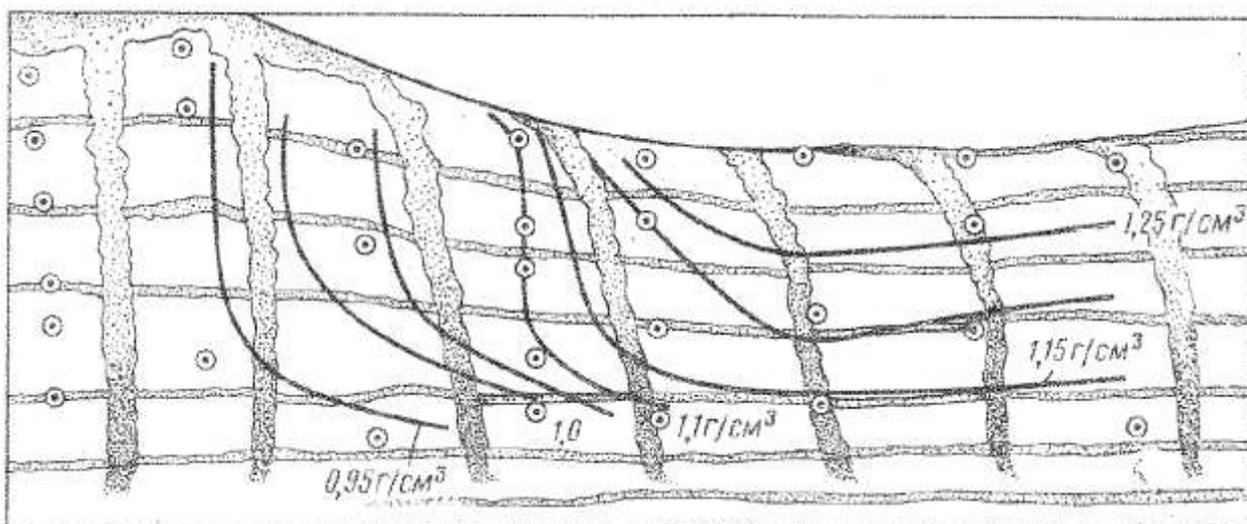


Рис. 2.8. Картина деформации грунта при качении колеса с образованием колеи.

На рисунке показан продольный разрез колеи в зоне контакта колеса с грунтом. Черные линии показывают равные плотности грунта, изогнутые вертикальные столбики — смещение грунта в направлении движения, параллельные горизонтальные полосы — просадки грунта под колесом в результате уплотнения [35].

В связи с этим главным требованием к математической модели взаимодействия колеса с опорной поверхностью является обеспечение возможности оценки параметров, характеризующих работу этого колеса в зависимости от свойств шины и опорной поверхности, а также режима работы привода.

Таким образом, характер распределение напряжений зависит от нескольких параметров, таких как тип опорной поверхности, параметры движителя, нормальная нагрузка и режим качения колеса.

Анализ показал, что распределение и максимальные значения вертикальных напряжений под ведомым и ведущим колесами близки между собой. Распределение горизонтальных напряжений принципиально различается — ведущее колесо создает три явно выраженные зоны

напряжений при максимальной концентрации и наиболее глубоком проникновении их в почву в задней части пятна контакта. В передней части пятна контакта ведущего колеса с почвой напряжения меньше. В средней части пятна контакта колеса с почвой расположена зона с отрицательными напряжениями.

Опорно-сцепную проходимость колес определяет жесткость шины, от которой зависит давление движителя на почву. Чем ниже несущие свойства почвы, тем меньшее давление на почву должны создавать движители из условий проходимости.

2.3. Математическая модель взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью

Исходя из опыта создания подобных математических моделей, для решения поставленной задачи необходимо, чтобы в ней по известной вертикальной нагрузке на P_z ось колеса, продольной скорости V_x движения его оси и величине продольного скольжения s_x в пятне его контакта с опорной поверхностью определялись продольная составляющая P_x усилия, передаваемого колесом на остов машины, и момент M_k , возникающий на оси этого колеса.

При разработке данной математической модели использовалась расчетная схема, приведенная на рис. 2.9. На этой схеме показан вариант взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью, возникающий при ведущем режиме его качения. Данная расчетная схема получена на основании анализа подобных расчетных схем, приведенных в работах [23,36,37].

Из рис. 2.9 видно, что колесо вращается с угловой скоростью ω_k , а его ось имеет продольную скорость V_x . В данной математической модели взаимосвязь между этими параметрами определяется на основании рекомендаций, приведенных в работе [36], и имеет вид:

$$V_x = \omega_k * r_k * (1 - s_x), \quad (1)$$

где: r_k – радиус качения эластичного колеса без учета скольжения, для его определения используется формула, предложенная Е.А. Чудаковым:

$$r_k = r_{k0} - \lambda_k * M_k, \quad (2)$$

λ_k – коэффициент тангенциальной эластичности шины, определяется для данной шины в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [36,37];

$r_{к0}$ – радиус качения эластичного колеса в ведомом режиме, определяется для данной шины в соответствии с рекомендациями работы.

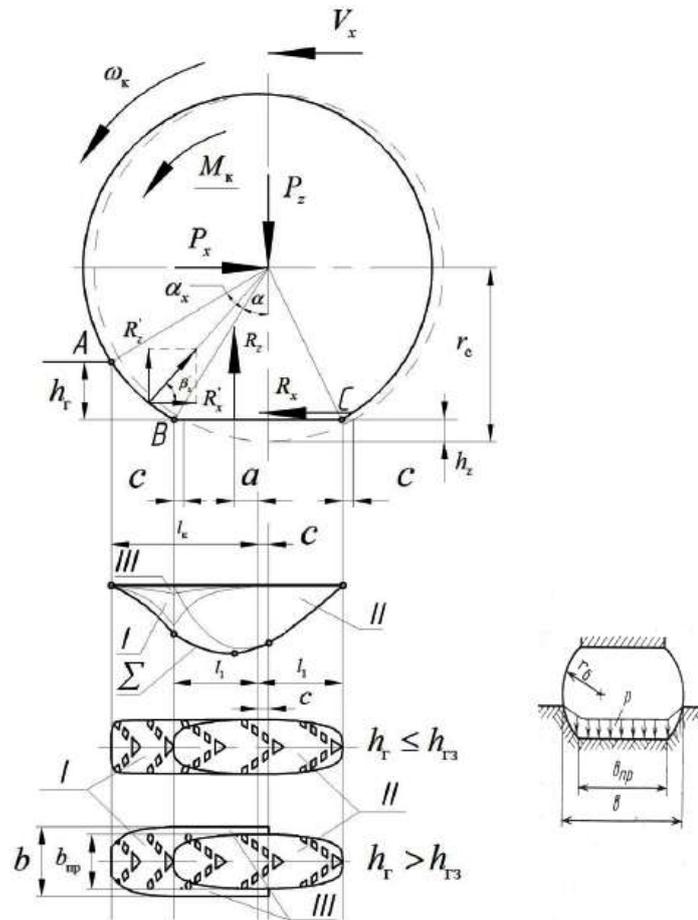


Рис. 2.9 – Расчетная схема взаимодействия эластичного колеса с грунтом

Следует отметить, что формулы (1) и (2), а также рекомендации по определению λ_k и $r_{к0}$, приведенные в работе [36], получены независимо от качества опорной поверхности, по которой катится колесо. То есть они справедливы при качении эластичного колеса как по недеформируемой, так и по деформируемой опорным поверхностям.

Из рис. 2.9. также видно, что колесо через ось воспринимает продольную P_x и нормальную к опорной поверхности составляющие усилия от остова машины, а также поступающий от привода момент M_k .

С другой стороны эластичное колесо взаимодействует с деформируемой опорной поверхностью. Результатом этого

взаимодействия являются соответствующие нормальная и тангенциальная деформации шины и грунта, а также возникающие при этом усилия в пятне их контакта.

С другой стороны эластичное колесо взаимодействует с деформируемой опорной поверхностью. Результатом этого взаимодействия являются соответствующие нормальная и тангенциальная деформации шины и грунта, а также возникающие при этом усилия в пятне их контакта.

В соответствии с рекомендациями, высказанными в работе [23], в данной модели пятно контакта шины с грунтом условно рассматривается состоящим из трех областей (Рис. 2.9):

- первая область – на виде сбоку основная часть этой области представлена дугой АВ в передней части контакта. На видах сверху (в зависимости от соотношения между величиной нормальной деформации грунта h_r и высотой грунтозацепа $h_{гз}$ протектора шины) эта область обозначена цифрой I. Здесь же обозначено: $b_{пр}$ – ширина протектора шины, b – ширина образующейся колеи;

- вторая область – на виде сбоку эта область представлена горизонталью ВС. На видах сверху эта область обозначена цифрой II;

- третья область – образуется при наличии контакта боковой поверхности шины с грунтом в случае, когда величина нормальной деформации грунта h_r превышает высоту грунтозацепа $h_{гз}$ шины. На соответствующем виде сверху эта область обозначена цифрой III. Кроме этого данная область показана на виде спереди колеса.

Благодаря такому подходу появляется возможность обеспечить преимущество при разработке математической модели качения эластичного колеса по деформируемой опорной поверхности, создавая ее

на базе математической модели качения эластичного колеса по недеформируемой поверхности. Эта преимущество важна для решения поставленных задач исследования с точки зрения выявления факторов, которые необходимо учитывать при создании СААУ интеллектуальных трансмиссий колесных машин, работающих как в условиях недеформируемой, так и деформируемой опорной поверхности.

С этой целью предлагается воспользоваться методом суперпозиции, который в разработанной математической модели реализуется следующим образом.

В пределах второй области пятна контакта (поверхность ВС) предполагается, что эластичное колесо взаимодействует с опорной поверхностью на дне образовавшейся колеи в направлении нормали к ней также как при качении по недеформируемой опорной поверхности. Исходя из этого, процессы, сопровождающие упругие деформации в шине и связанные с ними потери на качение, в основном определяются усилиями, формирующимися именно в этой второй области пятна контакта. В этой же области формируется продольное тяговое усилие R_x ведущего колеса.

Нормальная же к опорной поверхности деформация грунта и связанные с ней затраты механической энергии на образование колеи обусловлены усилиями, формирующимися при взаимодействии колеса с грунтом в первой и третьей областях пятна контакта. При этом делается допущение о том, что при моделировании не учитывается процесс фрезерования почвы колесом.

Проиллюстрирован этот метод суперпозиции на рис. 2.9 в виде эпюр распределения отнесенных к продольной координате x величин нормальных нагрузок в пределах этих трех областей. Номер эпюры соответствует принятому номеру области пятна контакта. На этом же

рисунке показан вид суммарной эпюры Σ распределения этих величин нагрузок, близкий к реальному распределению [23].

Таким образом, учитывая то, что часть нормальной нагрузки, приходящейся на ось колеса со стороны остова машины, реализуется в первой и третьей областях пятна контакта в виде силы R'_z , нормальная деформация шины h_z в модели вычисляется по величине реакции R_z , определяющейся из уравнения равновесия колеса в вертикальном направлении по формуле:

$$R_z = P_z - R'_z \quad (3)$$

Отсюда, величина h_z , в соответствии с рекомендациями [36], определяется по формуле:

$$h_z = \frac{K_z * (R_z)^{0,75}}{1 + 10 * p_w} \quad (4)$$

где: K_z – коэффициент, постоянный для данной шины, определяется по данным [36]; p_w – давление воздуха в шине.

Оценка величины силы R'_z в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [23,38], проводится на основании следующих энергетических соображений. Очевидно, что затрачиваемая на образование колеи удельная работа, приходящаяся на единицу пройденного осью колеса пути, численно равна соответствующей удельной работе по пластической деформации грунта в направлении нормали к опорной поверхности. По данным [23] эта удельная работа равна суммарной реакции R'_z деформируемого грунта в направлении нормали к опорной поверхности. Учитывая принятые допущения о том, что эта сила формируется в первой и третьей областях пятна контакта (рис. 2.9), и рекомендации [23] R'_z в принятом случае определяется по формуле:

$$R'_z = k_z \cdot b_{\text{пр}} \cdot \int_0^{h_r} p(h) \cdot dh + (1 - k_z) \cdot b_{\text{пр}} \cdot \int_0^{h_r - h_{r3}} p(h) \cdot dh + \\ + \frac{2}{3} \cdot (b - b_{\text{пр}}) \cdot \left[\int_0^{h_r - h_{r3}} p(h) \cdot dh + p(h_r - h_{r3}) \cdot (l_1 + c) \right], \quad (5)$$

где: k_z – коэффициент насыщенности протектора шины;

$p(h)$ – зависимость давления в контакте поверхности шины с грунтом от величины нормальной деформации грунта, определяется в соответствии с рекомендациями [23].

Таким образом, зная нормальную к опорной поверхности составляющую нагрузки P_z , воспринимаемой осью рассматриваемого колеса, и используя рекомендации [23], позволяющие оценить зависимость давления в контакте поверхности шины с грунтом от величины нормальной деформации грунта $p(h)$, из уравнений (3), (4) и (5) определяются величины нормальных деформаций шины h_z и грунта h_r в данных условиях качения колеса.

Далее рассмотрим работу эластичного колеса во второй области пятна контакта (поверхность BC на рис. 2.9).

В соответствии с принятыми допущениями работа, затрачиваемая при качении шины на ее нормальную к опорной поверхности деформацию от силы R_z и окружную деформацию от момента M_k , определяет потери на качение собственно эластичной шины. В данной модели эти потери рассматриваются равными потерям, возникающим при качении эластичного колеса по недеформируемому основанию с теми же по величине нагрузками. Поэтому в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [36], коэффициент $f_{\text{ш}}$ сопротивления качению эластичного колеса, определяющий эти потери, оценивается по формуле:

$$f_{\text{ш}} = f_0 + f_M \quad (6)$$

где: f_0 – коэффициент сопротивления качению эластичного колеса в ведомом режиме, на основании рекомендаций, приведенных в работе [36], равен:

$$f_0 = \frac{(1+0,467*10^{-3}*V_x^2)*(\alpha_f+\beta_f*R_z^2)}{1+p_w} \quad (7)$$

α_f и β_f – коэффициенты, определяющиеся для данной шины в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе;

f_M – дополнительная составляющая коэффициента сопротивления качению эластичного колеса, нагруженного крутящим моментом, по данным [36] определяется по формуле:

$$f_M = \frac{\lambda_K*M_K^2}{R_Z*r_{K0}*r_K} \quad (8)$$

Как отмечалось выше, в пределах второй области пятна контакта (поверхность BC) за счет взаимодействия протектора шины (грунтозацепов) с грунтом формируется также продольная составляющая R_x усилия, которая, как известно [23, 36], в общем случае определяется по формуле:

$$R_x = \varphi_x * P_Z \quad (9)$$

где: φ_x – коэффициент продольной силы или коэффициент сцепления эластичного колеса с опорной поверхностью в продольном направлении, определяется в результате анализа взаимодействия колеса с грунтом в тангенциальном направлении в пределах второй области пятна контакта в зависимости от величины продольного скольжения SX в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [23].

Исходя из анализа взаимодействия шины с грунтом, в соответствии с рекомендациями, изложенными в работе , в пределах второй области пятна контакта, R_x можно определить по одной из следующих формул:

- если $h_T \geq h_{ГЗ}$, то
$$R_x = S_{II} \cdot [k_z \cdot \tau_{тр} + (1 - k_z) \cdot \tau_{ср}]; \quad (10)$$

- если $h_T < h_{ГЗ}$, то
$$R_x = k_z \cdot S_{II} \cdot \tau_{тр} + h_T \cdot b_{пр} \cdot \frac{2 \cdot l_1}{t_z} \cdot \tau_{ср}, \quad (11)$$

здесь: S_{II} — площадь второй области пятна контакта (поверхность BC на рис. 2.9);

$\tau_{тр}$ — напряжения трения в контакте наружной поверхности грунтозацепов с опорной поверхностью, определяется в соответствии с рекомендациями [23];

$\tau_{ср}$ — напряжения сопротивления срезу грунта грунтозацепами во впадине между ними, определяется в соответствии с рекомендациями [23];

l_1 — половина длины пятна контакта BC , определяющаяся из формулы (17);

t_z — шаг грунтозацепов шины.

Следует отметить, что результатом взаимодействия эластичного колеса с грунтом в первой и третьей областях пятна контакта кроме силы R'_z является также продольная сила, обозначенная на рис. 2.9 R'_x . По сути своей эта сила создает дополнительное сопротивление, возникающее при качении эластичного колеса по деформируемому основанию. В соответствии с рекомендациями [23] сила R'_x создается составляющей усилия от нормальной деформации грунта (образование колеи), которая характеризуется коэффициентом f_T сопротивления качению эластичного колеса по грунту, обусловленным потерями на его деформацию, и силой от нагребания грунта перед колесом. Для оценки этого дополнительного сопротивления в соответствии с рекомендациями [23] используется

специальный коэффициент f_6 сопротивления качению колеса по деформируемой поверхности от нагребания грунта перед колесом.

Отсюда, в математической модели принято:

$$R'_x = (f_\Gamma + f_6) \cdot P_z \quad (12)$$

Тогда из уравнения равномерного движения колеса в продольном направлении, учитывая соотношения (9) и (12), получим продольную составляющую P_x усилия, возникающего на оси рассматриваемого колеса:

$$P_x = R_x - R'_x = (\varphi_x - f_\Gamma - f_6) \cdot P_z \quad (13)$$

В соответствии с рекомендациями, высказанными в работе [23], принято, что линия действия вектора равнодействующей сил R'_z и R'_x проходит через ось вращения колеса, образуя некоторый угол β_x с опорной поверхностью. Это допущение, по утверждению [23], может быть принято потому, что поверхность контакта колеса с грунтом в первой области (дуга AB) по форме близка к боковой поверхности кругового цилиндра с осью, совпадающей с осью колеса. Следствием этого является то, что эта равнодействующая не создает дополнительного момента вокруг оси колеса.

$$\text{Отсюда следует, что: } R'_z = R'_x * \operatorname{tg} \beta_x \quad (14)$$

Для определения величины угла β_x , при моделировании делается допущение о том, что линия действия вектора равнодействующей образует с прямой OB центральный угол, равный α_z/x , где α_x – центральный угол, определяющийся величиной дуги AB . Это допущение основано на том, что в пределах первой области пятна контакта (дуга AB) эпюра распределения относительной величины нормального к опорной поверхности усилия по форме близка к треугольной (см. рис. 2.9).

Из геометрических соображений угол α_x определяется по формуле:

$$\alpha_x = \arccos\left(\frac{r_c - (h_z + h_r)}{r_c}\right) - \alpha \quad (15)$$

где: r_c – свободный радиус эластичного колеса, определяется в соответствии с рекомендациями [36,39], а на рис. 2.9 равен отрезкам OA и OB ;

h_z – нормальная к опорной поверхности деформация шины;

h_r – нормальная к опорной поверхности деформация грунта;

α – центральный угол, определяющийся из соотношения:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{l_1 + c}{r_c}\right) \quad (16)$$

l_1 – половина длины пятна контакта BC (вторая область), определяющаяся из формулы:

$$l_1 = \sqrt{(2 \cdot r_c \cdot h_z - h_z^2)} \quad (17)$$

c – дополнительный снос вертикальной реакции во второй области при работе эластичного колеса в ведущем режиме качения.

Как известно этот дополнительный снос вертикальной реакции обусловлен возникающей тангенциальной (окружной) деформацией шины, нагруженной приложенным к ней моментом M_k , поступающим от привода колеса и реализующимся в контакте колеса с опорной поверхностью. Проведенный анализ показал, что величина определяется из формулы:

$$c = \lambda_k \cdot M_k \cdot \varphi_x \quad (18)$$

Отсюда величина угла β_x , в соответствии с рис. 2.9, определяется из формулы:

$$\beta_x = \frac{\pi}{2} - \left(\alpha + \frac{1}{3} \cdot \alpha_x \right) \quad (19)$$

Таким образом, приведенные зависимости (6) – (19) позволяют в данных условиях качения эластичного колеса по деформируемому основанию при известной величине реализуемого на оси колеса моменте M_k оценить продольную составляющую усилия P_x , воспринимаемую остовом машины через ось рассматриваемого колеса.

Момент M_k , реализуемый на оси рассматриваемого ведущего колеса, определяется из уравнения его мощностного баланса [23, 36]. В соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [23], при качении эластичного колеса по деформируемому основанию это уравнение имеет вид:

$$N_k = N_T + N_s + N_{f_{ш}} + N_{f_r} + N_{\delta} + N_{\pi} \quad (20)$$

где: $N_k = M_k \cdot \omega_k$ – мощность, подведенная к колесу от привода;

$N_T = P_x \cdot V_x = (\varphi_x - f_r - f_{\delta}) \cdot P_z \cdot r_k \cdot \omega_k \cdot (1 - s_x)$ – тяговая мощность колеса;

$N_s = P_x \cdot V_s = (\varphi_x - f_r - f_{\delta}) \cdot P_z \cdot r_k \cdot \omega_k \cdot s_x$ – мощность потерь на буксование;

$N_{f_{ш}} = f_{ш} \cdot R_z \cdot r_k \cdot \omega_k$ – мощность потерь на качение эластичной шины (обусловлены потерями на нормальную и окружную деформацию шины);

$N_{f_r} = \hat{f}_r \cdot P_z \cdot V_x$ – мощность потерь на деформацию грунта колесом;

$N_{\delta} = f_{\delta} \cdot P_z \cdot V_x$ – мощность потерь от нагребания грунта перед колесом (бульдозерное действие), оценивается на основании рекомендаций работы [23];

$N_{\pi} = f_{\pi} \cdot P_z \cdot r_k \cdot \omega_k$ – мощность потерь, обусловленная липкостью грунта, оценивается на основании рекомендаций работы [23].

После алгебраических преобразований с учетом приведенных выше формул и рекомендаций, приведенных в работе [36], получим:

$$M_k = P_z \cdot r_{k0} \cdot \left[\varphi_x + f_0 \cdot \left(1 - \frac{R'_z}{P_z} \right) - (f_{\Gamma} + f_{\delta}) \cdot s_x + f_{\pi} \right] \quad (20)$$

Анализ формулы (21) показывает, что в ней используются только те параметры, которые участвовали при получении зависимостей (1) – (19), а это значит, что формула (21) замыкает систему уравнений, характеризующих работу эластичного колеса при его взаимодействии с деформируемой опорной поверхностью. То есть приведенная система уравнений (1) – (21) является математическим описанием процессов эту работу характеризующих.

2.4. Анализ результатов расчета.

На основании предложенного в разделе 2.3 математического описания была разработана соответствующая методика расчета в виде программного модуля, написанного на языке Turbo Pascal for Windows

На рис. 2.10 приведены графики зависимостей параметров, характеризующих взаимодействие эластичного колеса марки ФД-12М (размерность 28,1R26) с двумя вариантами горизонтальных деформируемых оснований (с условными названиями: «суглинок» и «песок»), полученные в результате расчета по предложенной

математической модели и сопоставительный график результатов эксперимента, приведенные в работе [14].

Параметры эластичного колеса марки ФД-12М (размерность 28,1R26) взяты из работы [14], а характеристики опорных поверхностей выбраны из данных, приведенных в работе [23]. Условия функционирования задавались следующими параметрами: давление воздуха в шине – $p_w = 160$ кПа, вертикальная составляющая нагрузки на ось колеса – $P_z = 42$ кН, угловая скорость вращения колеса – $\omega_k = 2,24$ рад/с, а также диапазоном изменения продольной величины скольжения в пятне контакта колеса с опорной поверхностью – $s_x = 0 \dots 0,5$.

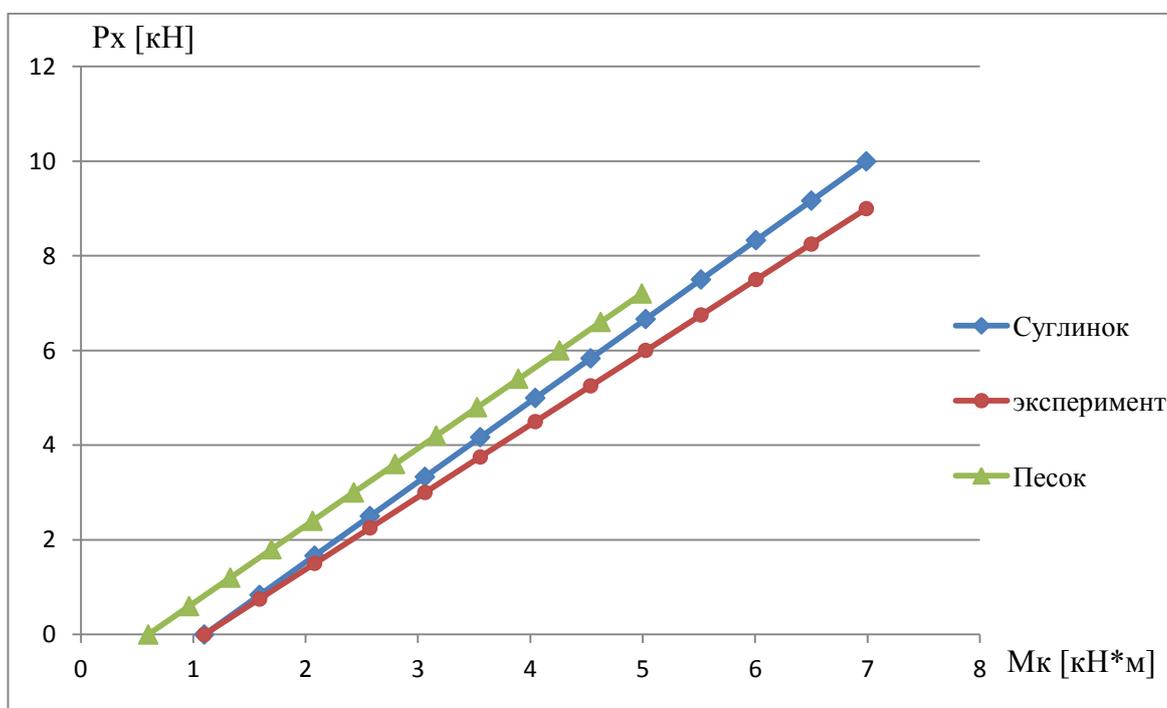


Рис 2.10. Зависимость P_x от M_k

Сопоставительный анализ теоретических результатов с экспериментальными данными показал (для «суглинок»), что среднее отклонение составляет 9,19 %, максимальное отклонения 9,96 % и среднеквадратическое отклонение значений от средней 2,76 %.

Таким образом, анализ результатов теоретических исследований показал, что предложенная математическая модель адекватно описывает процесс качения колесного движителя по деформируемой поверхности (на примере «суглинок» максимальное отклонение составляет 9,96 %) и её можно использовать при качении колесного движителя по песку.

Выводы по главе II

1. При исследовании качения колесного движителя по деформируемой поверхности изучены характеристики опорной поверхности и характер распределения нагрузки.

Установлена что:

- характеристика опорной поверхности оценивается ее физико-механическими свойствами, как плотность грунта, влажность, сыпучесть, вязкость, модуль деформации, угол внутреннего трения, внутреннее сцепление в грунте и т.п;

- в зависимости от содержания влаги связные грунты могут находиться в твердом, пластичном или текучем состоянии, но свойства песчаных грунтов менее зависят от влажности. Состояние песчаных грунтов характеризуется их плотностью оказывающей наиболее влияние на механические свойства;

- пески отличаются повышенным по сравнению со связными грунтами углом внутреннего трения φ_0 и почти полным отсутствием внутреннего сцепления c_0 ;

- сыпучие пески в естественном залегании отличаются малой уплотняемостью, так как пористость песка изменяется в основном не от давления, а от степени утряхивания. Поэтому основной вид деформации для них — деформация сдвига. Значения модуля деформации песков большие ($E > 50$ кГ/см²). Несущая способность в большей мере, чем у связных грунтов, зависит от размеров вдавливаемого тела (штампа), повышаясь с их увеличением;

- распределение и максимальные значения вертикальных напряжений под ведомым и ведущим колесами близки между собой. Распределение горизонтальных напряжений принципиально различается — ведущее

колесо создает три явно выраженные зоны напряжений при максимальной концентрации и наиболее глубоком проникновении их в почву в задней части пятна контакта. В передней части пятна контакта ведущего колеса с почвой напряжения меньше. В средней части пятна контакта колеса с почвой расположена зона с отрицательными напряжениями;

- опорно-сцепную проходимость колес определяет жесткость шины, от которой зависит давление движителя на почву. Чем ниже несущие свойства почвы, тем меньшее давление на почву должны создавать движители из условий проходимости.

2. На основе уравнения мощностного баланса ведущего колеса предложена математическая модель взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью.

3. Разработана методика расчета математической модели в виде модуля, написанного на языке Turbo Pascal for Windows.

4. Получены графики зависимостей параметров, характеризующих взаимодействие эластичного колеса марки ФД-12М (размерность 28,1R26) с двумя вариантами горизонтальных деформируемых оснований (с условными названиями: «суглинок» и «песок»).

5. Сопоставительный анализ теоретических результатов с экспериментальными данными показал (для «суглинок»), что предложенная математическая модель адекватно описывает процесс качения колесного движителя по деформируемой поверхности (на примере «суглинок» максимальное отклонение составляет 9,96 %) и её можно использовать при качении колесного движителя по песку.

Глава III. Экспериментальное исследование взаимодействия колесного движителя с деформируемым грунтом

3.1. Методика проведения экспериментального исследования.

В основу методики экспериментальных исследований были положены рекомендации по практическим приемам физического моделирования и исследования взаимодействия колесных ходовых систем с грунтом, приведенные в работах проф. В. И. Баловнева, Н.Я. Хархуты, Н.А. Ульянова, П.И. Никулина и др. [10, 33, 40].

Система «колесо – деформируемый грунт» изучалась на моделях колеса без изменения свойств грунта с использованием теории подобия и физического моделирования.

Проведенные теоретические исследования позволили выявить основные показатели, характеризующие тягово-сцепные качества колеса. Это сила сопротивления качению, выражающаяся коэффициентом качения колеса и коэффициентом сцепления колеса с грунтом. Выявлены основные параметры, влияющие на эффективность качения колеса по грунту: вертикальная статическая нагрузка; угол профиля грунтозацепа протектора; физико-механические характеристики грунта.

Физико-механические характеристики грунта были приняты аналогичными грунту природы, соответствующие наиболее вероятному грунтовому фону в условиях эксплуатации колесных тяговых средств.

При проведении опытов приняты следующие ограничения:

1. Начальное состояние грунта принято соответствующим свежо отсыпанному или свежо разработанному (по плотности составляет $1,40 \dots 1,45 \text{ т/м}^3$).

2. Скорость перекачивания принимается таким образом, чтобы она не влияла на рассматриваемый процесс ($1,0 \dots 1,5 \text{ м/мин}$).

Показатели эффективности качения колеса принимались со следующими допущениями.

1. Сила сопротивления перекачиванию фиксировалась после перекачивания колеса на расстояние 0,5 м.

2. Сила сопротивления перекачиванию фиксировалась по разности показаний тензометрических узлов (ТУ1-ТУ2) (рис.3.1).

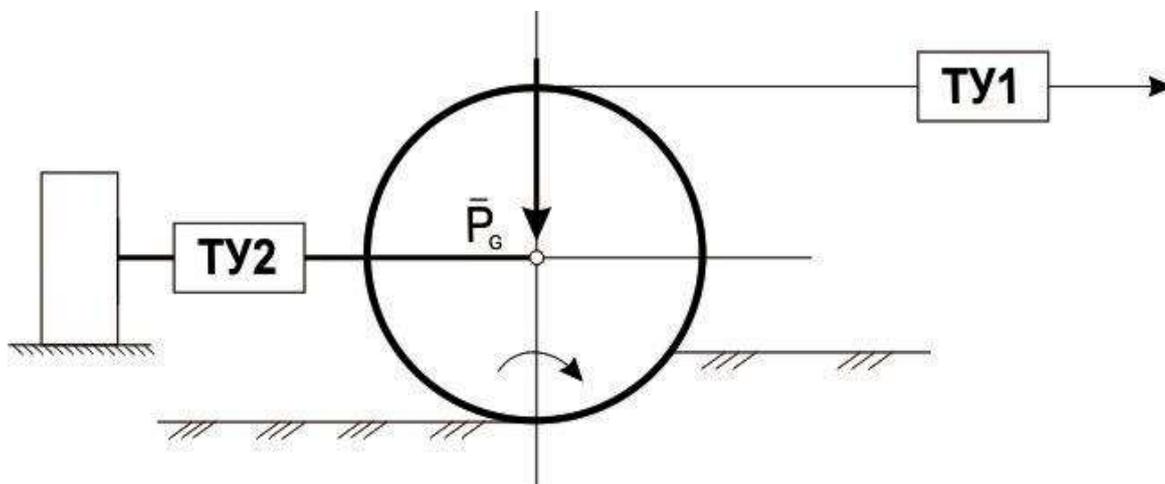


Рис.3.1. Схема измерения силы сопротивления качению колеса по грунтовой деформируемой поверхности.

3. Максимальная сила сцепления фиксировалась после начала проскальзывания колеса по грунту (рис 3.2).

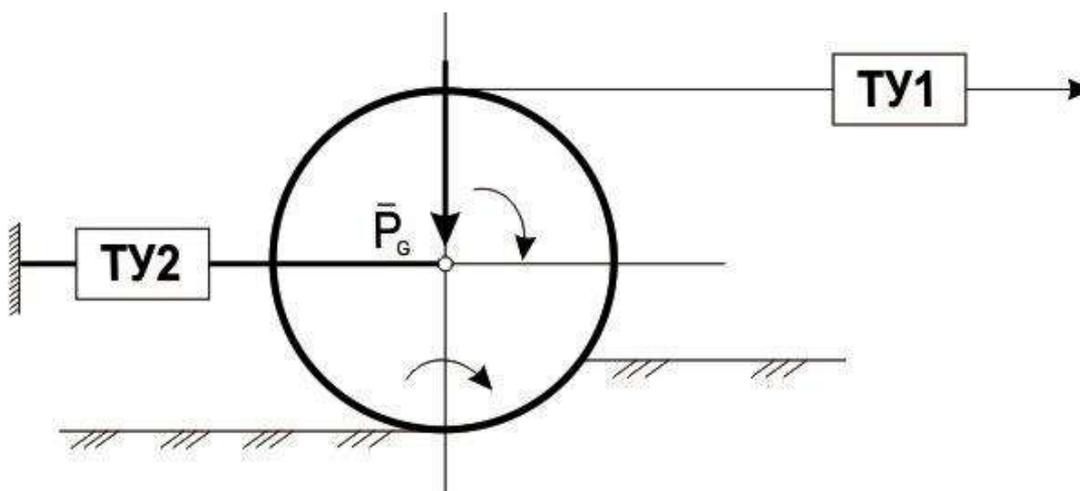


Рис. 3.2. Схема измерения максимальной силы сцепления колеса с грунтом.

3.2. Проведения экспериментального исследования.

Состав экспериментальных исследований

В целях сокращения затрат на исследования, было принято решение проведения части экспериментов в лаборатории условиях и далее по результатам последних, проведение натурных экспериментов, соответственно, в несколько в сокращенном объеме.

Для достижения поставленной цели и решения намеченных задач были определены следующие направления экспериментальных исследований:

1. Экспериментальные исследования для определения зависимости силы сопротивления качению колеса от изменения угла профиля грунтозацепа протектора и вертикальной нагрузки.

2. Экспериментальные исследования для определения зависимости коэффициента сцепления колеса с грунтовой опорной поверхностью от изменения угла профиля грунтозацепа протектора и вертикальной нагрузки на колесо.

Объектом экспериментальных исследований является физическая модель колеса, с встроенными на него грунтозацепами, определенного профиля (6 разновидностей, рис. 3.3.). Колесо установлено в грунтовом канале и оснащено с загрузочным устройством и измерительной аппаратурой.

Стенд для проведения экспериментальных исследований и
измерительная аппаратура

Для проведения экспериментальных исследований в качестве базового стенда использовался стенд учебной лаборатории кафедры «Эксплуатация и ремонт дорожно-строительных машин и их оборудования» - стенд

физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин (рис.3.4)



Рис. 3.3. Модельное колесо с грунтозацепами различной формы.



Рис. 3.4. Стенд физического моделирования для экспериментальных исследований рабочих процессов строительно-дорожных машин.



Рис.3.5. Модельные плиты с грунтозацепами для предварительных экспериментальных лабораторных исследований.

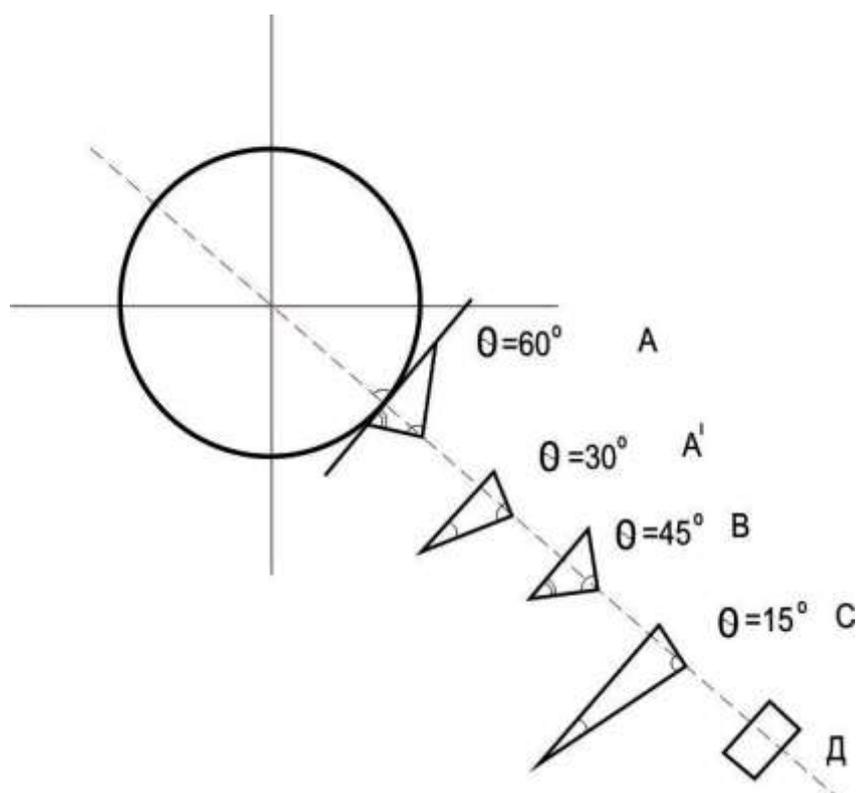


Рис. 3.6 Профили испытанных грунтозацепов с углами наклона θ рабочих поверхностей.

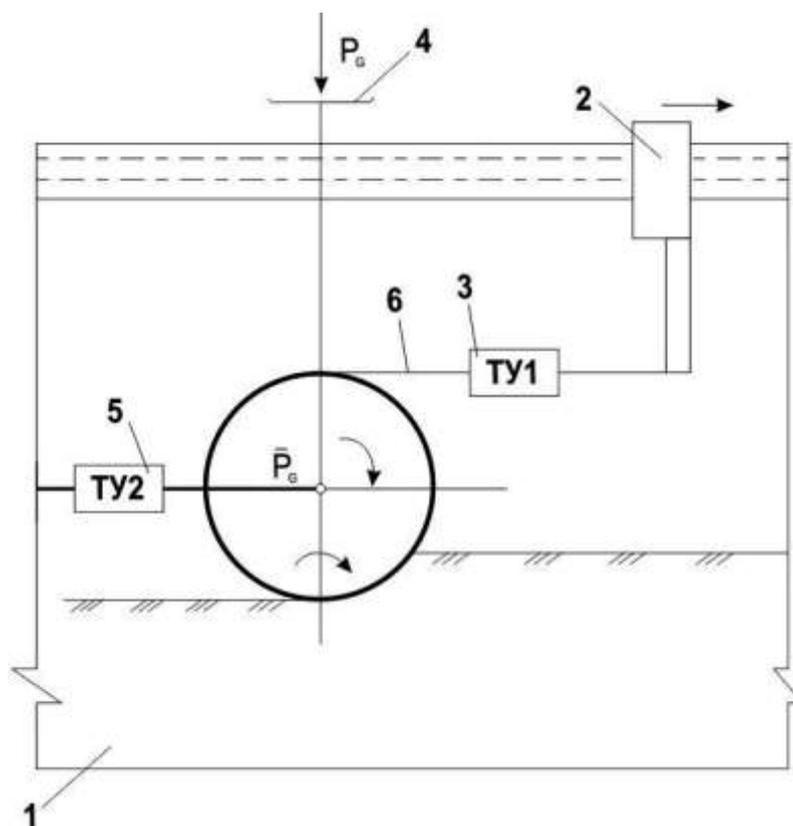


Рис 3.7. Стенд физического моделирования для экспериментальных исследований качения колеса по деформируемому грунту.

Стенд состоит из грунтового канала с грунтом 1, винтового привода 2 рабочих органов. Рабочий орган к винтовому приводу соединяется через тензометрический узел 3. Тензометрический узел позволяет измерять усилие на рабочем органе как горизонтальном, так и в вертикальном направлении. Тензометрический узел подключается к измерительной аппаратуре состоящей из тензоусилителя, блока питания и регистрирующего прибора (самописца).

Для проведения экспериментальных исследований качения колеса стенду внесены некоторые изменения:

1. Вместо рабочего органа в качестве объекта исследования в грунтовой канал с грунтом помещена физическая модель колеса со встроенными на него грунтозацепами.

2. К колесу на стенде сооружено загрузочное устройство 4, обеспечивающее вертикальную нагрузку на ось колеса.

3. Ось колеса с одной стороны имеет загрузочное устройство в горизонтальном направлении, придаваемая нагрузка измеряется тензометрическим узлом ТУ2.

4. На само колесо с другой стороны посредством троса 6 (или каната) намотанного на колесо дается перекачивание. Другой конец троса через тензометрический узел ТУ1 при соединен к винтовому приводу стенда.

3.3. Анализ результатов исследования.

Анализ результатов предварительных лабораторных исследований сцепных свойств грунтозацепов

Согласно ранее разработанной методики выполнены экспериментальные исследования на модельных плитах с грунтозацепами

Анализ результатов исследований показывает, что грунтозацепы с треугольной формой направленными рабочими поверхностями, по сравнению с традиционными грунтозацепами, имеют более высокие показатели сцепления с грунтом (рис 3.8.) Изменение максимальной силы сцепления от вертикальной нагрузки имеет линейный характер.

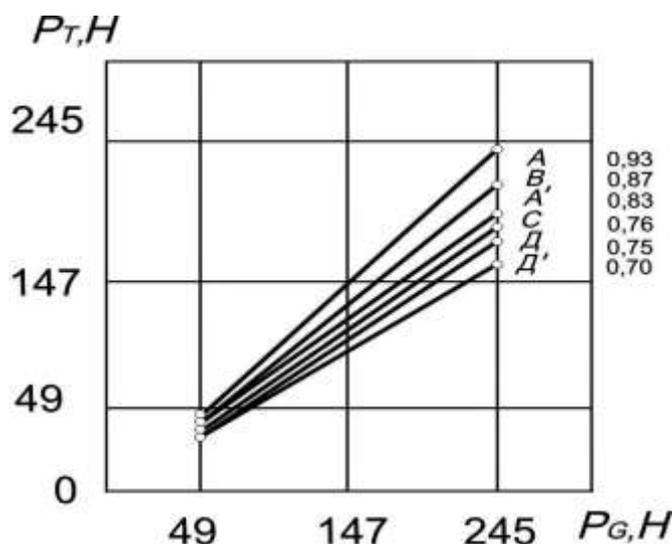


Рис. 3.8. Зависимость максимальной тяговой силы от изменения вертикальной нагрузки при испытании на модельных плитах с грунтозацепами.

Более высокий показатель максимальной силы сцепления приходится на плиты с грунтозацепами А с углом наклона 60° , на плиты с грунтозацепами А' при котором угол составляет 45° и В, С, соответственно 30° и 15° немного меньше максимальной силы сцепления, плиты с грунтозацепами Д традиционного характера имеют максимальные силы сцепления еще меньше по сравнению с испытанными грунтозацепами.

По коэффициенту сцепления т.е. $\varphi = \frac{P_m}{P_G}$ имеют следующие показатели:

$$A - \varphi=0,93 \quad B - \varphi=0,83 \quad D - \varphi=0,75$$

$$A' - \varphi=0,87 \quad C - \varphi=0,78 \quad D' - \varphi=0,7$$

Следует заметить, что эксперименты выполнены на супесчаных грунтах, т.е. с довольно низкой силой внутреннего сцепления грунта.

Также, необходимо учесть, что плоская плита имеет коэффициент сцепления (или же трения) с грунтом (плита Д'), $\varphi=0,7$.

Выполненные выше исследования с модельными плитами с грунтозацепами представляют собой чисто сравнительный характер, так как распределение нагрузки по площади плиты равномерное, тогда как, на колесе (в том числе модельной) распределение нагрузки не равномерное по поверхности колеса контактирующего с грунтом.

Также следует заметить, испытания с сегментными формами, которые были изложены в методике из-за трудности имитации их качения, выполнены в последующих экспериментальных исследованиях на модельных колесах.

Анализ результатов экспериментальных исследований по определению
 силы сопротивления перекачиванию колеса по деформируемой
 поверхности

Общая картина закономерности изменения силы сопротивления перекачиванию колеса от вертикальной нагрузки соответствует ранее выполненным работам (Рис. 3.9). При перекачивании колеса с гладкой поверхностью с увеличением вертикальной нагрузки увеличивается сила (или же момент) сопротивления перекачиванию. (Рис. 3.9, кривая 1). С увеличением вертикальной нагрузки увеличивается глубина колеи, т.е. погружение его в связи с этим увеличивается сила сопротивления деформированию грунта для образования колеи. Так же следует отметить, что с погружением колеса на 40-50 мм и более и после перекачивания его на некоторое расстояние перед колесом начинает образовываться «отвалный» грунт, что начинает резко увеличивать силу сопротивления перекачиванию.

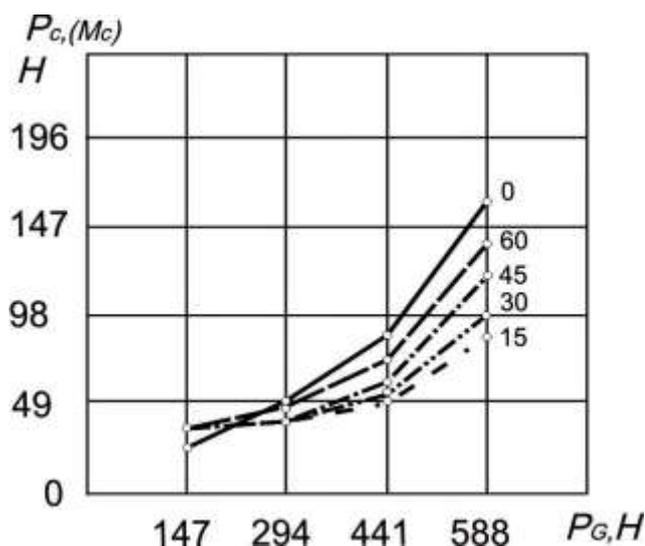


Рис. 3.9. Зависимость силы сопротивления перекачиванию от изменения вертикальной нагрузки.

При наличии грунтозацепов на протекторе колеса сила сопротивления перекачиванию колеса несколько меняется. При грунтозацепах с углом наклона $\theta=15\div30^\circ$ колесо имеет наименьшее сопротивление перекачиванию при большей вертикальной нагрузке. При углах наклона $\theta=45\div60^\circ$ сопротивление перекачиванию немного больше, но меньше чем в случае без грунтозацепов. Это объясняется тем, что для случая нагружения колеса с грунтозацепами с углом наклона $\theta=15\div30^\circ$ на 50 мм,

при вертикальной нагрузке $P_G=588 \text{ Н}$, направление деформации грунта по кривой циклоиде наиболее соответствует нормали рабочей поверхности грунтозацепов.

При угле наклона грунтозацепов $\theta=45\div60^\circ$ за счет отклонения нормали рабочей поверхности и направления деформации появляются сдвиговые процессы грунтов, чем и выражается увеличение силы сопротивления перекачиванию.

Также следует отметить, что при меньших нагрузках на колесо резкого увеличения силы сопротивления качению не наблюдается. На начальной нагрузке сопротивление перекачиванию оказывается меньшим при колесе с гладкой поверхностью по сравнению с грунтозацепами.

Анализ результатов экспериментальных исследований по определению максимальной силы сцепления

Закономерность изменения максимальной силы сцепления от вертикальной нагрузки, в общем, представляется аналогичной с результатами лабораторных экспериментов с модельными плитами. Также аналогично изменяется максимальная сила сцепления от угла наклона грунтозацепов: с увеличением угла наклона рабочей поверхности грунтозацепов увеличивается максимальная сила сцепления (рис. 3.10).

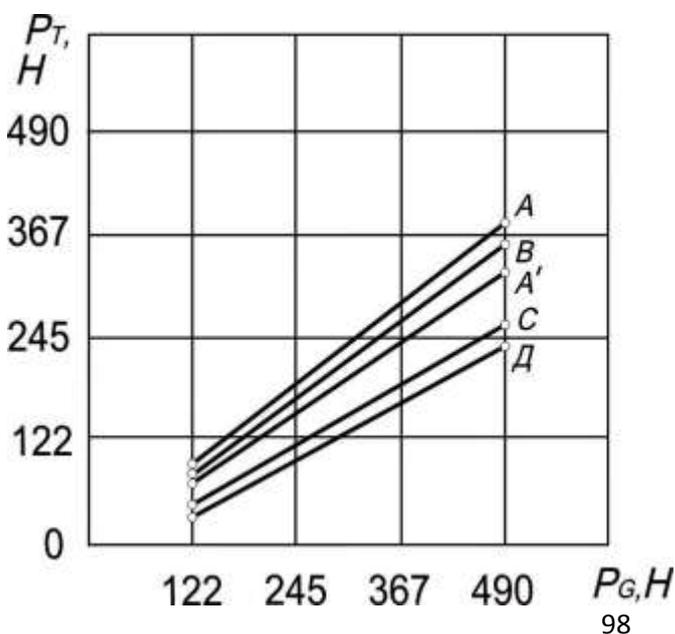


Рис. 3.10. Зависимость максимальной силы сцепления от изменения вертикальной нагрузки на колесо.

Наибольший рост максимальной силы сцепления с увеличением вертикальной нагрузки приходится на колесо с грунтозацепами с углом наклона рабочей поверхности $\theta=45\div60^{\circ}$ наименьший рост приходится на колесо с традиционными грунтозацепами. Следует заметить, что изменение максимальной силы сцепления при углах наклона рабочей поверхности $\theta=45\div60^{\circ}$, мало чем отличается, их рост выражается только увеличением «сцепного веса», то есть вертикальной нагрузки.

Максимальная сила сцепления колеса с традиционными грунтозацепами с грунтом зависит от сопротивления срезу грунта деформированного между грунтозацепами, между тем, сила сопротивления срезу прямо зависит от нормальной нагрузки и внутреннего трения грунта. Поэтому в зоне контакта колеса с грунтом, на сцепление его работает определенная часть имеющая достаточно распределенную нагрузку и соответственно силу сопротивления срезу: эта часть будет та зона контакта которая соответствует зоне уплотненного ядра под колесом.

Менее заметно увеличение роста применения максимальной силы сцепления при качении колеса с грунтозацепами с наклоном рабочей поверхности $\theta=15^{\circ}$. При этом максимальная сила сцепления увеличивается за счет сопротивления сдвигу грунтов находящихся между грунтозацепами, а так же изменения направленности упирающейся силы рабочих поверхностей грунтозацепов. При этом последнее действует по всей зоне контакта колеса с грунтом.

Более заметно увеличение роста изменения максимальной силы сцепления при углах наклона рабочих поверхностей грунтозацепов $\theta=30\div45^{\circ}$. В данном случае упирающиеся силы, помимо составляющих сил сцепления по трению, направлены оптимально, колесо упирается на грунтозацепы при его качении.

При качении колеса с грунтозацепами с наклоном рабочих поверхностей $\theta=60^{\circ}$ и $\theta=45^{\circ}$, особенно не выделяется изменение

максимальной силы сцепления, это говорит о том, что при дальнейшем увеличении θ может выражаться снижение показателей максимальной силы сцепления.

Выводы по главе III

Протекторы с грунтозацепами с наклонными рабочими поверхностями представляются эффективными по сравнению с существующими традиционными протекторами шин, как по показателям силы сопротивления качению колеса, так и по показателям максимальной силы сцепления.

Наименьшая сила сопротивления качению колеса соответствует протектору с грунтозацепами с наклонными рабочими поверхностями с углом наклона $Q = 15 \div 30^\circ$.

Максимальная сила сцепления колеса с грунтом соответствует протектору с грунтозацепами с наклонными рабочими поверхностями с углом наклона $Q = 45 \div 60^\circ$.

Наиболее оптимальным с точки зрения минимальной силы сопротивления качению колеса и максимальной силы сцепления представляется протекторы с грунтозацепами с наклонными рабочими поверхностями с углом наклона $Q = 30 \div 45^\circ$.

Общие выводы

1. Анализ существующей литературы по рассматриваемой проблеме показал, что хотя в них рассмотрены различные вопросы движителей транспортных средств, влияние различных факторов, определяющих проходимость шин в эксплуатации, в них раскрыто недостаточно и тем самым разработка методики расчета тракторных шин эксплуатируемых в условиях пустыни требуют дальнейших уточнений.

2. В результате анализа взаимодействия колёс тракторов с деформируемым грунтом выяснились, что процесс взаимодействия колесного движителя трактора с деформируемом грунтом зависит не только от типа и влажности опорной поверхности, но и таких параметров колесного движителя как ширина профиля, давление в шине, материал резины, высота грунтазацепов, а также от нормальной нагрузки, приходящей к оси колеса от остова трактора, скорости движения и от многих других факторов. В свою очередь эти показатели оценивают тягово-сцепные свойства трактора.

3. Анализ методов расчета колесных движителей трактора позволил установить, что уравнения полученные на основе мощностного баланса ведущего колеса, позволяют более точно (адекватно реальным) определить тяговосцепные свойства ведущих колес трактора, а также оптимизировать необходимые параметры колеса при заданной нагрузке или же при заданных параметрах колеса определить оптимальную и предельную нагрузки.

4. При исследовании качения колесного движителя по деформируемой поверхности изучены характеристики опорной поверхности и характер распределения нагрузки.

Установлена что:

- характеристика опорной поверхности оценивается ее физико-механическими свойствами, как плотность грунта, влажность, сыпучесть, вязкость, модуль деформации, угол внутреннего трения, внутреннее сцепление в грунте и т.п;

- в зависимости от содержания влаги связные грунты могут находиться в твердом, пластичном или текучем состоянии, но свойства песчаных грунтов менее зависят от влажности. Состояние песчаных грунтов характеризуется их плотностью оказывающей наиболее влияние на механические свойства;

- пески отличаются повышенным по сравнению со связными грунтами углом внутреннего трения φ_0 и почти полным отсутствием внутреннего сцепления c_0 ;

- сыпучие пески в естественном залегании отличаются малой уплотняемостью, так как пористость песка изменяется в основном не от давления, а от степени утряхивания. Поэтому основной вид деформации для них — деформация сдвига. Значения модуля деформации песков большие ($E > 50 \text{ кг/см}^2$). Несущая способность в большей мере, чем у связных грунтов, зависит от размеров вдавливаемого тела (штампа), повышаясь с их увеличением;

- распределение и максимальные значения вертикальных напряжений под ведомым и ведущим колесами близки между собой. Распределение горизонтальных напряжений принципиально различается ведущее колесо создает три явно выраженные зоны напряжений при максимальной концентрации и наиболее глубоком проникновении их в почву в задней части пятна контакта. В передней части пятна контакта ведущего колеса с почвой напряжения меньше. В средней части пятна контакта колеса с почвой расположена зона с отрицательными напряжениями;

- опорно-сцепную проходимость колес определяет жесткость шины, от которой зависит давление движителя на почву. Чем ниже несущие свойства почвы, тем меньшее давление на почву должны создавать движители из условий проходимости.

5. На основе уравнения мощностного баланса ведущего колеса предложена математическая модель взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью.

6. Разработана методика расчета математической модели в виде модуля, написанного на языке Turbo Pascal for Windows.

7. Получены графики зависимостей параметров, характеризующих взаимодействие эластичного колеса марки ФД-12М (размерность 28,1R26) с двумя вариантами горизонтальных деформируемых оснований (с условными названиями: «суглинок» и «песок»).

8. Сопоставительный анализ теоретических результатов с экспериментальными данными показал (для «суглинок»), что предложенная математическая модель адекватно описывает процесс качения колесного движителя по деформируемой поверхности (на примере «суглинок» максимальное отклонение составляет 9,96 %) и её можно использовать при качении колесного движителя по песку.

9. Экспериментальные исследования показали, что протекторы с грунтозацепами с наклонными рабочими поверхностями представляются эффективными по сравнению с существующими традиционными протекторами шин, как по показателям силы сопротивления качению колеса, так и по показателям максимальной силы сцепления. Наименьшая сила сопротивления качению колеса соответствует протектору с грунтозацепами с наклонными рабочими поверхностями с углом наклона $Q = 15 \div 30^{\circ}$. Максимальная сила сцепления колеса с грунтом соответствует протектору с грунтозацепами с наклонными рабочими поверхностями с углом наклона $Q = 45 \div 60^{\circ}$. Наиболее оптимальным с точки зрения

минимальной силы сопротивления качению колеса и максимальной силы сцепления представляется протекторы с грунтозацепами с наклонными рабочими поверхностями с углом наклона $Q = 30 \div 45^\circ$.

Литература

1. <http://www.uza.uz/ru/society/effektivnaya-koordinatsiya-usiliy1>
2. Национальная база данных законодательства, 04.01.2018 г., № 07/18/3459/0505, 30.05.2018 г., № 07/18/3751/1284
3. ГОСТ Р 52390-2005. Транспортные средства. Колеса дисковые. Технические требования и методы испытаний. Москва, Стандартинформ, 2006, 24 с.
4. Гринченко И.В., Розов Р.А., Лазарев В.В., Вольский С.Г. Колесные автомобили высокой проходимости. Москва, Машиностроение, 1967, 240 с.
5. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. Москва, Машиностроение, 1972, 184 с.
6. Котович С.В. Движители специальных транспортных средств. Часть I. Москва, МАДИ (ГТУ), 2008, 161 с.
7. Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Семенов В.М., Соловьев В.И., Филлюшкин А.В. Транспортные средства на высокоэластичных движителях. Москва, Машиностроение, 1974, 208 с.
8. Гуськов, В. В. Тракторы. Часть II: Теория / В. В. Гуськов. Минск: Вышэйш. шк., 1977. 384 с.
9. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. Москва, Машиностроение, 1989, 312 с.
10. Алимов Б.Д.(Узбекистан), Г.В. Кустарев (Россия) Патент № IAP 03048 (15.05.2006г.) «Пневматическая шина для транспортного средства» Бюллетень № 3, 30 июнь 2006й., МКИ 3 В60 С11/04, Ўзбекистон Республикаси патент идораси.
11. <http://www.tractor.com/features/michelin-tire-technology-1875.html>
12. Шарипов В.М., Дмитриева Л.А., Сергеев А.И., Шевелев А.С., Щетинин Ю.С. Проектирования ходовых систем тракторов: «МАМИ», 2006 -82с.

13. Мирошниченко А.Н. Основы теории автомобиля и трактора: учебное пособие / А.Н. Мирошниченко. — Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. унта, 2014.-490 с.
14. В.А. Горелов, Б.В. Падалкин, О.И. Чудаков. Математическая модель прямолинейного движения по деформируемой опорной поверхности двухзвенного седельного автопоезда с активным полуприцепным звеном. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017г.
15. П.О. Береснев, В.И. Филатов, А.А. Еремин, А.М.Беляев, А.А. Папунин, В.С. Макаров, Д.В. Зезюлин, В.Е. Колотилин, В.В. Беляков, А.А. Куркин. Статистическая модель выбора геометрических параметров, массоинерционных, мощностных и скоростных характеристик гусеничных транспортно-технологических машин. Машиностроение и транспорт: теория, технологии, производство.
16. В. П. Бойков и др. Многоцелевые гусеничные и колесные машины: теория под общей редакцией И. П. Бойкова. - Минск: Новое знание: Москва: Инфра-М, 2012. Библиография: с. 540-542.
17. Казаченко Г.В., Басалай Г.А., Кремчеев Э.А. Колесные движители горных машин: - Минск: БИТУ, 2012. с-37,
- 18.39 Яковенко Владимир Иванович. Метод повышения износостойкости пневматических шин : Дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 : Москва, 2003 138 с. РГБ ОД, 61:04-5/3974
19. Казем Джафари Наими. Моделирование взаимодействия тракторного колеса с почвой: Дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01: Москва, 2007 157 с.
- 20.10 Бабков В.Ф., Бируля А.К. и Сиденко В.М. Проходимость колесных машин по грунту. М., Автотраниздат. 1979.
21. Саакян С.С. Взаимодействия ведомого колеса и почвы. Ереван, изд. Министерства сельского хозяйства. 1979.

22. Маршак А.Л. О профиле поверхности пневматических колес при контакте их с почвой. “Сельскохозяйственная машина”, 1956. №3.
23. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. М., «Машиностроение», 1981, 231с
24. Беккер, М. Г. Введение в теорию систем местность –машина / М. Г. Беккер; пер. с англ. В. В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1973. 519 с.
25. Динамика системы дорога – шина / под общ. ред. А. А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976. 536 с.
26. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория / В. П. Бойков [и др.]; под общ. ред. В. П. Бойкова. Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2012. 543 с.
27. Неймарк, Ю. И. Динамика неавтономных систем / Ю. И. Неймарк, Н. А. Фуфаев. М.: Наука, 1967. 520 с.
28. Ксиневич, И. П. Ходовая система почва – урожай / И. П. Ксиневич, В. А. Скотников, М. И. Ляско. М.: Агропромиздат, 1985. 304 с.
29. Силаев, А. А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин / А. А. Силаев. М.: Машиностроение, 1971. 241 с.
30. Тракторы: теория / В. В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.
31. Полетаев А. Ф. Основы теории сопротивления качению и тяги жесткого колеса по деформируемому основанию. – М.: Машиностроение, 1971. – 69с.
32. <http://orient-tracking.com/Deserts.htm>
33. Вялов С. С. Реологические основы механики грунтов. – М.: Высшая школа, 1978.- 447с.
34. Барахтанов Л. В., Беляков В. В., Кравец В. Н. Проходимость автомобиля. – Н. Новгород : НГТУ, 1996. – 200 с.
35. Бабков, В.Ф. Автомобильные дороги: 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1983. 280 с.

36. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов Ф.Н. Мощностной баланс автомобиля. М., «Машиностроение», 1984, 160с.
37. Агейкин Я.С., Вольская Н.С., Чичекин И.В. Проходимость автомобиля. Москва, Изд-во МГИУ, 2010, 275 с.
38. Агейкин Я.С., Чичекин И.В. Проблема повышения эффективности транспортных средств для районов со слаборазвитой дорожной сетью. Грузовик: транспортный комплекс, спецтехника, 2010, № 3, с. 15–16.
39. Зезюлин Д.В., Вахидов У.Ш., Макаров В.С., Беляков В.В. Влияние параметров движителей на показатели эффективности колесных машин при движении по снегу.
40. Алимов Б.Д., Азизов А.А., Салимджанов Р.Т., Мухаммедов Н. «Стенд для лабораторных работ испытаний тягово-сцепных качеств грунтозацепов протектора пневмоколес» Респ. НТК посвященное проблемам наземных транспортных средств, Ташкент, 17-19 май, 2007г.

Приложения

ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ
ОЛИЙ ВА ЎРТА МАХСУСТАЪЛИМ ВАЗИРЛИГИ

ТОШКЕНТ АВТОМОБИЛЬ ЙЎЛЛАРИНИ ЛОЙИХАЛАШ, ҚУРИШ ВА
ЭКСПЛУАТАЦИЯСИ ИНСТИТУТИ



“ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ АВТОМОБИЛЬ – ЙЎЛ
КОМПЛЕКСИ ҚОРХОНАЛАРИГА ЮҚОРИ МАЛАКАЛИ КАДРЛАР
ТАЙЁРЛАШ ИСТИҚБОДЛАРИ”
РЕСПУБЛИКА ИЛМИЙ ВА ИЛМИЙ-ТЕХНИК АНЖУМАНИ

МАТЕРИАЛЛАРИ ТЎПЛАМИ



СБОРНИК МАТЕРИАЛОВ

РЕСПУБЛИКАНСКОЙ НАУЧНОЙ И НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ
«ПЕРСПЕКТИВЫ ПОДГОТОВКИ ВЫСОКОКВАЛИФИЦИРОВАННЫХ
КАДРОВ ДЛЯ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНОГО
КОМПЛЕКСА РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН»

ТОШКЕНТ – 2016

27. Купринов Р.Р., Хушнартов У.И., Болдыршинов С.И. (Тарау) / Давал тавиле табиғиетте көптөгөн түрлүгү үчүнчү дәрежелүү на табал катмары белгилениш билими	79
28. Мамаканов Р.Б., Носировов Ш.И. (ТАЛКЭН), Ахбор – көбүчүлүктөн тартып кыргыздын адебиетинин фотодокуму	82
29. Макаев С.А., Бурганов Ш.Т. (ТНЕСАД), Динияев Усупов	84
30. Макаев С.А., Бурганов Ш.Т. (ТНЕСАД), Динияев теңгиртуулу өр буюмдун а көчмөчү сөөгү	85
31. Пашурганова Н. (ТАЛКЭН), А.Колпой көчмөчү сөөгү “Утун сулуу” поэзиялуу кабары маалымат	87
32. Реситов Д.Р., Носировов Ш.И. (ТАЛКЭН), У.Сененбаев көчмөчү сөөгү (ТНЕСАД) / 5-Сененбаевтин буюм	90
33. Реситов Д.Р., Усупова Р.Ш. (ТАЛКЭН), А.Мурзаев Умар иштин сөөгү	92
34. Рахмонов Д.Т., Даматаева М.Т. (ТАЛКЭН), Минали кабарчылардын поэзиясы – мекенин көзүм көрүшүмдү	95
35. Рахмонов Д.Т., Носировов Ш.И. (ТАЛКЭН), Усуп – табалкөчмөчү сөөгү (ТНЕСАД) / Фотодокуму көчмөчү сөөгү Кыргыздын буюм	97
36. Рахмонов Д.Т., Носировов Ш.И. (ТАЛКЭН), Фазыл кабары буюмдун көчмөчү сөөгү	100
37. Сайдашева Ш.С., Кзылбаева С.Е. (ТАЛКЭН), “Чынар” даме буюмун табиғиетте маалыматтама адебиет көчмөчү сөөгү (ТНЕСАД) / Көчмөчү сөөгү	102
38. Сулдунов Р.У. (ТАЛКЭН), Усуповов Усуп табалкөчмөчү сөөгү (ТНЕСАД) / Көчмөчү сөөгү	105
39. Сулдунов Р.У. (ТАЛКЭН), “Асыл Усуп” көчмөчү сөөгү (ТНЕСАД) / Көчмөчү сөөгү	107
40. Сулдунов Р.У., Сулдунов Ш.А. (ТАЛКЭН), Мамаканов Р.У. (ТНЕСАД) / Көчмөчү сөөгү	109
41. Tashov N., Valibov X. (TAVLQUR), Fozil masalari differentsial tenglamalarning taabiqi	112
42. Tynayev B.P. (TETTY), Qobdenovti jaynalyk xalqiy kix teatrida xalqiy teatrida bular xalqiy	114
43. Usmurova P.Sh., Nurova X. (TALKE), Kalyanovti olajyni soraqti	117
44. Usmurova P.Sh., Baganov Sh.B. (TALKE), Fozilovti kalyanovti soraqti	119
45. Usmurova P.Sh., Baganov Sh.B. (TALKE), Qura pochonovti (XIV-XV) jaynalyk xalqiy teatrida	121
46. Khibrikova B.A. (TNSMAB), Inqiraj usulig	122

47. Xuseynova P.A. (TNSMAB), Soraqti usulig interjanyk soraqti	124
48. Xuseynova X.M., Abduraxmanov D.A. (TALKE), Xuseyn fotofotografik taabiqti usulig (TNSMAB)	127
49. Xuseynova X.M., Abduraxmanov D.A., Kalyanov Sh. (TALKE), Xuseynovti jaynalyk xalqiy teatrida Soraqti usulig (TNSMAB)	128
50. Xuseynova P.Sh. (TNSMAB), Durdanovti soraqti usulig Soraqti usulig (TNSMAB)	131
51. Xuseynova P.Sh. (TALKE), Aminovti soraqti usulig Soraqti usulig (TNSMAB)	133
52. Xuseynova P.Sh., Nurova X. (TALKE), Xuseyn kalyanovti soraqti usulig (TNSMAB)	135

СЕРИЯ II

ПОМЫШЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАНСПОРТА В
ОБЛАСТИ ОБУЖАВЛЕНИЯ СРЕД

1. Abduraxmanov T.O., Mirzayev B.B. (TNSMAB), Oprekashylyk jaynalyk xalqiy teatrida soraqti usulig Soraqti usulig (TNSMAB)	138
2. Abduraxmanov T.O., Mirzayev B.B. (TNSMAB), Soraqti usulig (TNSMAB)	140
3. Abduraxmanov T.O., Mirzayev B.B. (TNSMAB), Soraqti usulig (TNSMAB)	142
4. Abduraxmanov T.O., Mirzayev B.B. (TNSMAB), Soraqti usulig (TNSMAB)	144
5. Abduraxmanov T.O., Mirzayev B.B. (TNSMAB), Soraqti usulig (TNSMAB)	147
6. Abduraxmanov T.O., Mirzayev B.B. (TNSMAB), Soraqti usulig (TNSMAB)	149
7. Abduraxmanov T.O., Mirzayev B.B. (TNSMAB), Soraqti usulig (TNSMAB)	152
8. Abduraxmanov T.O., Mirzayev B.B. (TNSMAB), Soraqti usulig (TNSMAB)	154
9. Abduraxmanov T.O., Mirzayev B.B. (TNSMAB), Soraqti usulig (TNSMAB)	157
10. Abduraxmanov T.O., Mirzayev B.B. (TNSMAB), Soraqti usulig (TNSMAB)	159

- Growth завершен, масса не увеличивается, процесс работы закончен, а условия эксплуатации, установленные заводом-изготовителем для номинальных условий эксплуатации;
- Статистические показатели достоверны, измерены: автомобиль в эксплуатации моторных масла требует регулярной замены, регулярного подбора для их эффективной эксплуатации, а условия эксплуатации измерены: условия работы в фактически существующих моторных маслах.

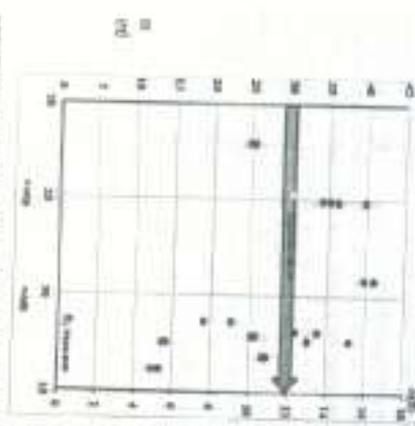


Рисунок - 1. Состояние двигателя при эксплуатации моторных масел при различных условиях эксплуатации.

обеспечивает увеличение ресурса двигателя, повышение надежности работы, снижение расхода топлива, уменьшение выбросов вредных веществ, а также способствует снижению затрат на эксплуатацию двигателя. При этом необходимо учитывать, что увеличение ресурса двигателя приводит к увеличению его стоимости, что также является важным фактором при выборе двигателя.

1. Отчет на УЭ № 170/2012. Газпром и другие организации, занимающиеся разработкой и эксплуатацией двигателей внутреннего сгорания. Санкт-Петербург, 2012 г.

ФОРМЫ ПРОТЕКТОРОВ ШИПОВАННЫХ ИЛИ КОЛЕСИЦЫН ДИНАМИЧЕСКИХ УПРАВЛЕНИЙ И ТРАНСМИССИОННЫХ СРЕДСТВ

Аликин А.А., Абулгасимов А.А. (ТИИСТАН)

Противотренировка шин является важным фактором, влияющим на безопасность движения. Шины с противотренировкой обеспечивают лучшее сцепление с дорогой, что особенно важно в условиях гололеда и льда. Кроме того, противотренировка способствует снижению расхода топлива и увеличению срока службы шин.

широкопротекторные или «голые» (non-treaded). Считается, что наличие протектора способствует увеличению сцепления с дорогой, что особенно важно в условиях гололеда и льда. Однако, как показывает практика, шины с протектором не всегда обеспечивают лучшее сцепление с дорогой, чем «голые» шины. Это связано с тем, что протекторная смесь имеет более высокую температуру плавления, чем «голая» смесь, что приводит к образованию пленки на поверхности шины, которая снижает сцепление с дорогой.

Таким образом, при выборе шин необходимо учитывать не только наличие протектора, но и его состав и структуру. Шины с протектором могут быть более эффективными, чем «голые» шины, но только в определенных условиях эксплуатации.

Противотренировка является важным фактором, влияющим на безопасность движения. Шины с противотренировкой обеспечивают лучшее сцепление с дорогой, что особенно важно в условиях гололеда и льда. Кроме того, противотренировка способствует снижению расхода топлива и увеличению срока службы шин.



Рисунок 1. Противотренировка шин. Шипованные и колесницы динамического управления.

Таким образом, при выборе шин необходимо учитывать не только наличие протектора, но и его состав и структуру. Шины с протектором могут быть более эффективными, чем «голые» шины, но только в определенных условиях эксплуатации.

подпадают подгруппировки группы Ас) сдвинутый стержень, так же по ориентированы на сдвигание с учетом действующих сил в зоне контакта.

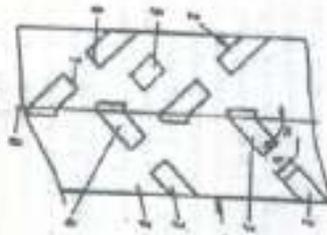


Рис. 2. Внутренняя проточка

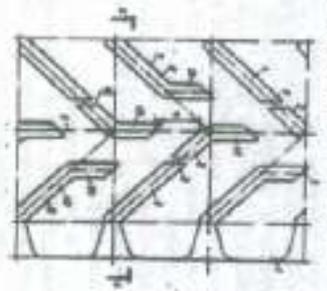


Рис. 3. Внутренняя проточка

1. Власов Г. Металлолом: защита металла. Металл. М.: 1980.
2. Власов Г.Д., Власов А.А., Савицкий Р.П., Шурков М.П. Обработка металлов резанием. М.: Машиностроение, 1980.

О ТЕХНОЛОГИИ СОЗДАНИЯ РЕЗЕРВУАРА ТРИБОСТАБИЛИЗАТОРА

Авторы А.А. Умрихин, У. Вурдманов, Ж. (ТИНЦСАД)

В современных машинах и механизмах одним из наиболее важных элементов является трибостабильность по причине недостаточной пластичности металлов на высокоскоростной эксплуатации. Вследствие этого происходит образование трещин, растрескивание и разрушение деталей, что приводит к снижению надежности и долговечности. Для предотвращения этих процессов необходимо использовать специальные материалы и технологии. В данной статье описаны методы изготовления резервуара трибостабильности, который используется в качестве источника энергии для смазки. Методы включают в себя: выбор материала, обработку поверхности, контроль качества и т.д.

применяется. Таким образом, трибостабильность является важным элементом надежности и долговечности современных машин и механизмов.

В этой статье описаны методы изготовления резервуара трибостабильности. Методы включают в себя: выбор материала, обработку поверхности, контроль качества и т.д. В частности, описаны методы обработки поверхности, которые позволяют повысить долговечность и надежность деталей. Также описаны методы контроля качества, которые позволяют выявить дефекты на ранних стадиях производства.

Суть технологии заключается в том, что резервуар изготавливается из высокопрочного материала, который обладает высокой устойчивостью к износу и коррозии. Кроме того, резервуар имеет сложную форму, которая позволяет ему эффективно распределять смазку. Методы изготовления включают в себя: литье, механическую обработку и контроль качества.

В заключение можно сказать, что технология изготовления резервуара трибостабильности является важной и перспективной. Она позволяет повысить надежность и долговечность современных машин и механизмов, что является одной из основных задач современной промышленности.



O'ZBEKISTON RESPUBLIKASI
OLIV VA O'RTA MAXSUS
TA'LIM VAZIRLIGI

JIZZAX POLITEKNIKA
INSTITUTI

FAN-TEXNIKA

TA'LIM

TEXNOLOGIYALAR

DOLZARB
MUAMMOLAR
VA RIVOJLANISH
TENDENSIYALARI

Respublika ilmiy-amaliy anjumani

MATERIALLARI

3-QISM

JIZZAX - 2017

22.	Шадманов Э.Ш.	Мувозандликнинг иqtисодий категория сифатидagi мазмуни.....	73
-----	---------------	---	----

5-шўъба

АВТОТРАНСПОРТ ВОСИТАЛАРИНИ ИШЛАТИШ, ЙЎЛ ҲАРАКАТ ХАВФСИЗЛИГИНИ ТАЪМИНЛАШ МУАММОЛАРИ

23.	Islomov Sh.E., Qo' shboqov I.S.	Avtomobil transportining atrof-muhitga zararli ta'irini kamaytirish yo'llari.....	78
24.	Islomov Sh.E., Ravshanov Sh.I.	Avtotransport korxonalarini qayta qurish, kengaytirish va texnologik zaxovalashga ta'sir qiluvchi omillar.....	81
25.	Islomov Sh.E.	Avtomobilning ekologik xavfsizligini oshirishda texnik ekspluatatsiyaning tutgan o'rnini.....	84
26.	Karimova K.G'.	Avtomobil shinalarini atrof-muhit va inson salomatligiga ta'siri.....	87
27.	Raximov D.G. Toshpulatov M.A., Kasimova F.S.	Avtotransport vositalari egalatining uchinchi shaxslar oldidagi fuqarolik javobgarligini sug'urtalashning zarurligi va asosiy shartlari.....	90
28.	Xo'janazarov B.F., Umaraliev M.H.	Avtomobil kuzoviga zararli ta'ir etuvchi omillar.....	94
29.	Xoshimova Sh.S.	Avtotransport majmuasining ekologik ta'ir manbalari, turlari va o'kshamlari.....	97
30.	Abdullaev B.H., Karimboev Sh.E., Hurmatov Sh.F., Xusajonov J.J.	Yulovchilarni manzillariga etkazib berish jarayonini tezlashtirish masalalari.....	100
31.	Abdullaev B.H., Hurmatov Sh.F., Nazarov K.M.	Spetsializatsiya transportining obxotlashni pasajirov metodlari imitatsion modelirovash.....	103
32.	Abdullayev J.H., Mamatkulov U.	Modelirovash transportniq potokov na peresечение ul. Sh.rahimova - a.mavoz.....	107
33.	Abdullayev J.A., Mirzakoobilov Sh.H.	Jilzax shaxar k'chalarida harakat miqdorini urganish.....	110
34.	Adilov J.A., Adilov H., Mityayev O.	Bozor iqtisodiyeti sharoitida xizmat kishilarga bulgan g'alabaviy ta'omillashirish.....	113
35.	Adilov O.K., B.	Avtomobilning ekologik xavfsizligini ta'minlashning ekspluatatsion usullari.....	116
36.	Adilov O.K., Umirov I., J., Zokirov D., Boltayev K.	Transport vositalari texnik xavfsizligini nazorat qilish.....	119
37.	Adilov O.K., Umirov I.	Eksplyatsiya v gornom regione gazoballonnykh avtomobily.....	124
38.	Adilov O.K., Xamidova Sh.Z.	Jilzax shaxarida distriktlarli markazlarining ta'irniq ta'irniq.....	127
39.	Adilov O.K., Xamraikulov E., Baronov L.	Transport vositalaridan tashqari zararli moddalar miqdorini aniqlash.....	130
40.	Adilov A.A., Abdulkarimov A.A., Abdurahmonov B., Fayzullaev K.	Kachestvo traktoroi shini po tverdoju pokrytiyu s buksovaniem.....	132

Ушбу жараенда қўлланиладиган пайвандлаш жихозларининг бирлик иш вақтига боғлиқ ҳолда атмосферага ажралиб чиқариладиган зарарли моддалар миқдори қуйидагича аниқланади.

$$M_i = K_i \cdot V_i \cdot T_i \cdot 10^{-3}, \text{ кг/йил} \quad (15)$$

бу ерда: K_i – пайвандлаш ва кесил жараёнида зарарли моддалар ажралиб чиқишини солиштирма кўрсаткичи, *э/кг*; V_i – сарфладиган материалнинг массаси, *кг/сост*; T_i – жихозларнинг иш вақти, *сост/йил*.

Автомобилларнинг йўлга чиқишида тартибсизлик ва техник носоз транспортларнинг эксплуатация қилинишида экологик муоммаларнинг келиб чиқишига сабаб бўлмоқда.

Шу ўринда, автомобилларнинг турли шаҳар ва шаҳар четидати йўлларда ҳаракатланиши учун вақтнинг асосий қисмидан фойдаланишга олиб келинган сабабли ушбу режимида энг кўп зарарли моддалар қосил бўлиш ва муҳитнинг бузилишига олиб келмоқда. Ишлатилган газлар таркибининг жуда кичик миқдори ҳам кучли захарловчи таъсирга эга бўлгани учун, автомобилларнинг йўллардаги ҳаракатланишини назаротта олиш тавсия этилади.

Шу нуқтан назардан қозирда мавжуд барча транспорт тармоқ корхоналарини муҳассамлашган устансалар, назорат жойлари билан тақомиллаштириш талаб этилади.

Ушбу ишнинг асосий мақсади - автотранспорт корхоналаридаги транспорт воситаларидан чиқаётган захарли газларнинг миқдорини мажмуавий ҳисоблаш. Шунингдек атмосфера қавосининг ифлосланишига таъсир қилувчи моддий омиллар назарий жиҳатдан таҳлил қилинган. Ҳисоблашлар шуни кўрсатадики, ёнилғи ҳаво аралашмасининг двигателларда ёндирилиши туфайли атмосфера қавоси таркибидagi кислороднинг сарфланиш миқдори, унинг ўрнига чиқариб юбориладиган ифлослантирувчи компонентлар миқдорига нисбаган 1.15...1.54 баробар юқори бўлар экан.

Адабиётлар.

1. Е.В. Вишневский, Г.Р. Машин. Экология и страхование. -М.: ТИССО-Полиграф, 2005.-128с.
2. Т. Абдуазизов Автотранспорт экологияси. Жиззах 2011йил

КАЧЕНИЕ ТРАКТОРНОЙ ШИНЫ ПО ТВЕРДОМУ ПОКРЫТИЮ С БУКСОВАНИЕМ

Азизов А.А. ст. преп., магистрант Абдукаримов А.А. (ТИПСЭАД),
Абдурахмонов Б., Файзуллаев К. (ПГТУ)

Процесс качения тракторных колес с пневматической шиной по твердому покрытию обусловлен сцеплением шины с покрытием при определенной вертикальной нагрузке. При этом действующий на колесо крутящий момент осуществляет перекатывание колеса, благодаря сцеплению с дорожным покрытием и обеспечивает тяговую силу.

При действии крутящего момента в пределах, обусловленных силой сцепления, колесо осуществляет перекатывание без буксования.

Напряжения сжатия в пятне контакта возрастают от нуля на границе до максимального значения в центре пятна. На краях пятна контакта, где касательные напряжения больше силы сцепления элементов протектора, происходит скольжение, сопровождающееся извозом. [1]

Поперечные касательные напряжения в зоне контакта пропорциональны углу бокового увода δ , боковой жесткости K_{γ} , и по длине ленточно возрастают от нуля до максимального значения

$$\tau = \frac{K P_{\text{ш}} \cdot \delta \cdot L}{H},$$

где H – высота профиля шины;

K – коэффициент пропорциональности

$$L_{\text{ш}} = k_1 \cdot \gamma \cdot l_k,$$

k_1 – конструктивный коэффициент; l_k – длина контакта

Пневматическая шина, находясь в напряженном состоянии за счет внутреннего давления, также воспринимает вертикальную, горизонтальную и окружную нагрузки. Окружная нагрузка на шину действует в виде момента кручения колеса относительно оси вращения, которое возникает от передаваемой трансмиссией ведущего момента в тяговом режиме и от сил инерции в режиме торможения.

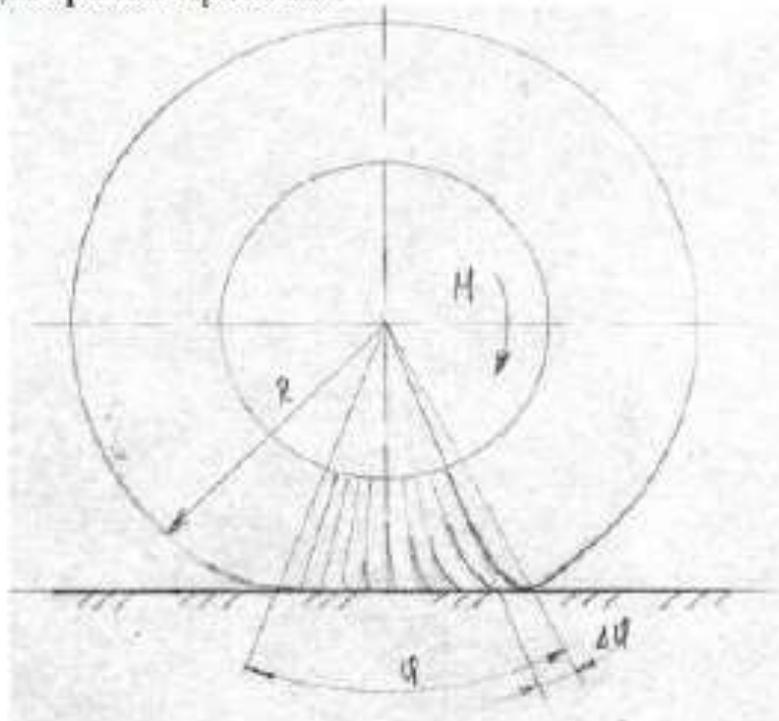


Рис. 1. Качение пневматического колеса по твердой поверхности

Рассматриваемое колесо с пневматической шиной находится под действием вертикальной нагрузки, за счет которой имеет контактную площадь с поверхностью перекатывания. Перекатывание осуществляется за счет вращающего момента относительно оси вращения колеса при сцеплении последнего с покрытием. При этом шина находится под напряжением кручения от окружных нагрузок, основная зона напряжения будет находиться в секторной части шины, примыкающей к контактной площади. На сектор с одной стороны действует момент кручения и соответственно окружная сила от вращающего момента, и с другой стороны этот сектор силой сцепления удерживается от буксования и происходит сдвиговое деформирование секторной части шины [2].

В процессе перекатывания секторная часть шины, находящаяся под напряжением имеет бегущий или волновой характер, направленный по окружности шины в противоположную сторону вращения.

Свободно выделенный с секторным углом $\Delta\varphi$ элемент шины, вращаясь вместе с колесом при перекатывании, начинает входить в контактную зону. При входе в контактную зону элемент сектора по мере удержания силой сцепления от буксования претерпевает напряжения сдвига от сил окружных нагрузок. Напряжения сдвига, в свою очередь, создают угловые перемещения.

Величина угловых сдвиговых перемещений зависит от влияний окружной нагрузки и упругих характеристик шины с учетом формы протектора и размеров выступов. Известно, что на контактной площади давление на покрытие распределено неравномерно. Поэтому при угловом перемещении элемента колеса в зоне контакта возможны сдвиговые явления соответственно силе сцепления, следовательно, от величины давления элемента колеса на покрытие. Так, при выходе элемента сектора из зоны контакта давление элемента на покрытие снижается и вместе с тем уменьшается сила сцепления колеса с покрытием. При этом за счет упругих свойств колеса элемент сектора начинает принимать радиальное ненапряженное состояние и происходит сдвиговое перемещение удаленной части элемента сектора в сторону его выпрямления в радиальное положение, в частности, в контактирующей с покрытием части сектора происходит элементарное перемещение трения, то есть проскальзывание. В этом случае если учесть, что на сектор напряженного состояния, соответствующий контактной площади с центральным углом φ приходится $\Delta\varphi$ углового перемещения, то на один оборот перекатывания колеса приходится $\frac{2\pi}{\varphi} \Delta\varphi$ углового перемещения и путь перемещения проскальзывания составляет

$$S = \frac{2\pi}{\varphi} \Delta\varphi R,$$

где R — радиус качения колеса

Если для какой либо конкретной шины принять показатель его упругости как податливость шины

$$\delta = \frac{\Delta\varphi / \varphi}{M}$$

где $\frac{\Delta\varphi}{\varphi}$ - относительное угловое перемещение от воздействия внешней окружной нагрузки;

M - вращающий момент, действующий на колесо и создающий внешнюю окружную нагрузку.

То путь перемещения проскальзывания протектора на один оборот колеса определяется:

$$s = 2\pi \cdot \delta \cdot M \cdot R$$

Подобное явление иногда представляется как эффект «сложного буксования» в режиме тяги и соответственно эффект «невидимого скольжения» в режиме торможения.

Таким образом, в процессе качения колеса по твердой поверхности в режиме тяги или торможения сопровождается невидимым проскальзыванием протектора, которое связано с податливостью шины и его элементов, силой тяги или торможения, величиной длины площади контакта, величиной давления в контакте.

Литература:

1. Цукерберг С.М. «Пневматические шины» М., Химия, 1973г.
2. Горячева И. Г., Захаров С. М., Торская Е. В. Влияние относительного проскальзывания и свойств поверхностного слоя на напряженное состояние упругих тел при трении качения // Трение и износ. - 2003 (24), № 1, 5-15

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНОЙ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ В СРЕДЕ МАТЛАВ

Алимухамедов Шавкат Пирмухамедович, доктор технических наук,
Нарзиев Соиб Ортикович, старший научный сотрудник-исследователь
Шаропов Завкиддин Зайниддинович, ассистент
Ташкентский институт по проектированию, строительству и
эксплуатации автомобильных дорог

При исследовании динамики трансмиссии мобильных машин важным этапом является определение собственных частот крутильных колебаний трансмиссии, с целью установления резонансных явлений [1,2,3].

Исходя из этого в данной статье рассмотрена методика определения собственных частот трансмиссии мобильных машин с колесной формулой 4х4.

Для определения собственных частот ω_0 и соответствующих им форм собственных колебаний системы, рассмотрим матричную форму дифференциальных уравнений без затухания