



ИННОВАЦИИ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Теоретический и научно-практический журнал

3 (28)/2018

Учредитель, издатель: Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ»

Журнал основан в 2011 г.

Редакционная коллегия:

А.Н. Васильев, (председатель, главный научный редактор), д.т.н., профессор, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ

Л.Ю. Юферев, (зам. председателя, зам. главного научного редактора), д.т.н., доцент, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ

Я.П. Лобачевский, д.т.н., профессор, член-корр. РАН, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ

А.С. Дорохов, д.т.н., профессор РАН, член-корр. РАН, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ

Д.А. Тихомиров, д.т.н., профессор РАН, член-корр. РАН, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ

В.В. Харченко, д.т.н., профессор, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ

В.В. Кирсанов, д.т.н., профессор, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ

Pandian Vasant, PhD,
Department of Fundamental and Applied Sciences,
University Teknologi PETRONAS, Malaysia)

Jose Antonio Marmolejo, PhD,
Panamerican University, Mexico

Utku Kose, PhD,
Suleyman Demirel University, Turkey

Gerhard-Wilhelm Weber,
Prof., Dr. Faculty of Engineering Management,
Poznan University of Technology

В.В. Большев (редактор)

Свидетельство о регистрации
Эл № ФС77-71466 от 26.10.2017 г.

Журнал включен в Российский
индекс научного цитирования
(РИНЦ).

*Перепечатка материалов,
опубликованных в журнале,
допускается только с разрешения
редакции*

innovsh@yandex.ru

© ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, 2018

ИННОВАЦИИ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Выпуск №3 (28) / 2018

Содержание номера

ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ. ЭЛЕКТРОТЕХНОЛОГИИ. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ
..... 14-177

ВОЗОБНОВЛЯЕМАЯ ЭНЕРГЕТИКА
..... 178-252

МЕХАНИЗАЦИЯ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ. ПРОБЛЕМЫ МАШИНОИСПОЛЬЗОВАНИЯ. ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИЕ АГРЕГАТЫ
..... 253-560

БИОТЕХНОЛОГИИ И АГРОИНЖЕНЕРИЯ
..... 561-617

ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ. ЭЛЕКТРОТЕХНОЛОГИИ. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ

МЕТОДИКА ОБЪЕКТИВНОГО КОНТРОЛЯ СПЕЛОСТИ СЕМЯН РАСТЕНИЙ ПРИ СОЗРЕВАНИИ
METHODOLOGY OF OBJECTIVE CONTROL OF MEMBERSHIP OF SEASONS OF RAS-CHANGES AT RIPE
М. В. БЕЛЯКОВ, к. т. н., доцент, В. О. БУЛАТИКОВА, студентка, К. А. ТАРАСЕНКОВ, студент, филиал ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», Смоленск, Россия
M. V. BELYAKOV, cand. tech. sci., associate professor, V. O. BULATIKOVA, student, K. A. TARASENKOV, student, branch of FGBOU in "NIU" MEI ", Smolensk, Russia
..... 14-19

РАЗРАБОТКА ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ЗЕРНО
DEVELOPMENT OF LABORATORY STAND OF ELECTROPHYSICAL INFLUENCE ON GRAIN
Д.А. БУДНИКОВ, ведущий научный сотрудник, Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, г. Москва, Россия
D.A. BUDNIKOV, lead researcher, Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia
..... 20-25

АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССОВ НАГРЕВА И ТЕПЛООБМЕНА В БЛОКАХ ПИТАНИЯ МАГНЕТРОНОВ СВЧ УСТАНОВОК СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ
ANALYSIS OF HEATING PROCESSES AND HEAT TRANSFER IN THE POWER SUPPLIES FOR THE MAGNETRONS OF THE MICROWAVE INSTALLATIONS FOR AGRICULTURAL PURPOSES
А.А. ВАСИЛЬЕВ, научный сотрудник Федерального государственного бюджетного научного учреждения Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Россия
A.A. VASILEV, researcher, Federal state budget scientific institution, Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia
..... 26-32

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В АСИНХРОННОМ ДВИГАТЕЛЕ ПО М-ОБРАЗНОЙ СХЕМЕ ЗАМЕЩЕНИЯ В ПАКЕТЕ SIMULINK
MATHEMATICAL MODEL OF POWER LOSSES IN AN ASYNCHRONOUS MOTOR ACCORDING TO THE M-SHAPED SUBSTITUTION SCHEME IN THE SIMULINK PACKAGE
Д.А. ВАСИЛЬЕВ, аспирант, Л.А. ПАНТЕЛЕЕВА, к.т.н., доцент, В.А. НОСКОВ, к.т.н., доцент Ижевская государственная сельскохозяйственная академия, Ижевск, Россия
D. A. VASILYEV, post-graduate student, L. A. PANTELEEVA, cand. tech. sci., assoc. prof., V. A. NOSKOV, cand. tech. sci., assoc. prof., Izhevsk State Agricultural Academy, Izhevsk, Russia
..... 33-38

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРИЛОЖЕНИЯ ПЭЭС ДЛЯ НАУЧНОЙ ТЕОРИИ ПРОДУКТИВНОСТИ В ИСКУССТВЕННЫХ ЭКОСИСТЕМАХ

THE RESULTS OF PRINCIPLE OF ENERGY EXTREMALITY OF SELF-ORGANIZATION APPLICATION RESEARCH FOR THE SCIENTIFIC THEORY OF PRODUCTIVITY IN ARTIFICIAL ECOSYSTEMS

А.П. ГРИШИН, д-р техн. наук, **А.А. ГРИШИН**, канд. техн. наук, **В.А. ГРИШИН**, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Москва, Россия
A.P. GRISHIN, Dr. tech. sci., A.A. GRISHIN, cand. tech. sci., V.A. GRISHIN, Federal Scientific Agroengineering Centre VIM, Moscow, Russia

.....**160-166**

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ВЛИЯНИЯ ВЛАЖНОСТИ ПОЧВЫ НА ВЛАГООБЕСПЕЧЕННОСТЬ РАСТЕНИЙ В ИСКУССТВЕННЫХ ЭКОСИСТЕМАХ

REGULARITIES OF THE EFFECT OF MOISTURE ON MOISTURE IMPACT OF PLANTS IN ARTIFICIAL ECOSYSTEMS

А.П. ГРИШИН, д-р техн. наук, **А.А. ГРИШИН**, канд. техн. наук, **В.А. ГРИШИН**, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Москва, Россия
A.P. GRISHIN, Dr. tech. sci., A.A. GRISHIN, cand. tech. sci., V.A. GRISHIN, Federal Scientific Agroengineering Centre VIM, Moscow, Russia

..... **167-171**

ЭНЕРГОПРЕОБРАЗУЮЩАЯ (ФОТОСИНТЕЗНАЯ) ХАРАКТЕРИСТИКА (ЭПХ) ЗЕМЛЯНИКИ САДОВОЙ

ENERGY-TRANSFORMING (PHOTOSYNTHICAL) CHARACTERISTIC OF A GARDEN GRANDER

А.П. ГРИШИН, д-р техн. наук, **А.А. ГРИШИН**, канд. техн. наук, **В.А. ГРИШИН**, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Москва, Россия
A.P. GRISHIN, Dr. tech. sci., A.A. GRISHIN, cand. tech. sci., V.A. GRISHIN, Federal Scientific Agroengineering Centre VIM, Moscow, Russia

..... **172-177**

ВОЗОБНОВЛЯЕМАЯ ЭНЕРГЕТИКА

К ВОПРОСУ ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ РЕСУРСОВ В ЭНЕРГОСИСТЕМЕ КРЫМА

ABOUT THE USE OF RENEWABLE RESOURCES IN ENERGY SYSTEM OF CRIMEA

М.Ю. БЕРЕЗКИН, канд. географ. наук, **О.А. СИНЮГИН**, кандидат эконом. наук, Московский Государственный Университет имени М.В. Ломоносова, г. Москва, Россия

M.YU. BEREZKIN, candidate of geographical Sciences, O.A. SINYUGIN, candidate of economic Sciences, Lomonosov Moscow state University, Moscow, Russia

..... **178-182**

ОБЗОР СПОСОБОВ ПОЛУЧЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ИЗ ОРГАНИЧЕСКИХ ОТХОДОВ

OVERVIEW OF METHODS FOR OBTAINING ELECTRICITY FROM ORGANIC WASTE

С.А. КАЧАН, инженер, **И.М. ДОВЛАТОВ**, аспирант, младший научный сотрудник, **Л.Ю. ЮФЕРЕВ**, доктор технических наук, главный научный сотрудник, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, г. Москва, Россия

S.A. KACHAN, engineer, I.M. DOVLATOV, graduate student, Junior researcher, L.YU. YUFEREV, doctor of technical Sciences, chief researcher, Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia

..... **183-190**

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БИОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

ENERGY ASPECTS OF BIOGAS PLANTS FOR HEATING

А.А. КОВАЛЕВ, к.т.н., **Д.А. КОВАЛЕВ**, к.т.н., ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, г. Москва, Россия

A.A. KOVALEV, cand. tech. sci., D.A. KOVALEV, cand. tech. sci., Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia

..... **191-196**

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ И АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

ECONOMIC PREREQUISITES FOR THE USE OF RENEWABLE AND ALTERNATIVE ENERGY SOURCES

А.А. КОВАЛЕВ, к.т.н., ст. науч. сотр., **Д.А. КОВАЛЕВ**, к.т.н., заведующий лабораторией, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, **В.В. ФРОЛОВ**, магистр, Российский химико-технологический университет им. Д. И. Менделеева, г. Москва, Россия

A.A. KOVALEV, candidate of Sciences, senior scientific. et al., D.A. KOVALEV, PhD, head of laboratory, Federal Scientific Agroengineering Center VIM, V.V. FROLOV, master student, Russian chemical-technological University. D. I. Mendeleeva, Moscow, Russia

A.A. KOVALEV, cand. tech. sci., D.A. KOVALEV, cand. tech. sci., Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia

..... **197-202**

КРЫЛЬЧАТЫЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ЭНЕРГИИ ВОДНОГО ПОТОКА

UNDERWATER SCREW ENGINE - WATER FLOW ENERGY CONVERTER

А.И. КУСКОВ, канд. техн. наук, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, г. Москва, Россия

A.I. KUSKOV, Cand. tech. Sci., Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia

..... **203-209**

ТЕПЛОФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ПЛАНАРНАЯ КРОВЕЛЬНАЯ ПАНЕЛЬ

PHOTOVOLTAIC THERMAL PLANAR ROOFING PANEL

В.А. ПАНЧЕНКО, кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, Российский университет транспорта (МИИТ), ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Москва, Россия

V.A. PANCHENKO, candidate of technical Sciences, associate Professor, senior researcher, Russian University of transport (MIIT), Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia

..... 210-218

УСТРОЙСТВО, СТАБИЛИЗИРУЮЩЕЕ ЗАРЯД ОТ СОЛНЕЧНЫХ БАТАРЕЙ

DEVICE, STABILIZING CHARGE FROM SOLAR BATTERIES

И. А. ПОГОРЕЛОВ, техник, Колледж телекоммуникаций Московского Технического Университета Связи и Информатики,

В. А. ПАНЧЕНКО, кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, Российский университет транспорта (МИИТ), ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Москва, Россия

I. A. POGORELOV, technic, College of telecommunications Moscow Technical University of Communications and Informatics, V. A. PANCHENKO, candidate of technical Sciences, associate Professor, senior researcher, Russian University of transport (MIIT), Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia

..... 219-224

ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ КОНТУРАХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

HEAT CARRIER COMPOSITION OPTIMIZATION FOR APPLICATION IN LOW-TEMPERATURE CONTOURS OF HEAT PUMP INSTALLATIONS

А.О. СЫЧЁВ, В.В. ХАРЧЕНКО, д.т.н., ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Москва, Россия

A.O. SYCHYOV, V.V. HARCHENKO, doctor of technical Sciences, Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia

..... 225-231

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ РЕЗЕРВУАРА-АБСОРБЕРА ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТЕПЛООВОГО МОДУЛЯ

PV THERMAL MODULE TANK-ABSORBER DESIGN OPTIMIZATION

П.В. ТИХОНОВ, к.т.н., А.О. СЫЧЁВ, В.В. ХАРЧЕНКО, д.т.н. профессор, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, г. Москва, Россия

P.V. TИHONOV, cand. tech. sci., A.O. SYCHYOV, V.V. HARCHENKO, d-r tech. sci., Profes., Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia

..... 232-237

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ БИОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ

WAYS TO IMPROVE THE EFFICIENCY OF BIOGAS PLANT

С.К. ШЕРЬЯЗОВ, д.т.н., профессор, В.В. ВАСЕНЕВ, аспирант, Ж.Б. ТЕЛЮБАЕВ, аспирант, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный аграрный университет», Россия

S.K. SHER'YAZOV, Ph. D., Professor, V.V. VASENEV, graduate student, Zh.B. TELYUBAEV, postgraduate, Federal state budget educational institution of higher professional education "South Ural state agrarian University", Russia

..... 238-252

МЕХАНИЗАЦИЯ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ. ПРОБЛЕМЫ МАШИНОИСПОЛЬЗОВАНИЯ. ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИЕ АГРЕГАТЫ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ДИНАМИЧЕСКОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ АДАПТИВНЫХ МАШИННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ВОЗДЕЛЫВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР

THEORETICAL ASPECTS OF DYNAMIC PROGRAMMING ADAPTIVE MACHINERY TECHNOLOGIES OF AGRICULTURAL CROPS EXTRACTION

А.Г. АКСЕНОВ, канд. тех. наук, Д.В. ЗУБ, аспирант, ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Москва, Россия

A.G. AKSENOV, cand. tech. sci., D.V. ZUB, a graduate student, Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia

..... 253-259

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ УПРАВЛЯЕМОГО МОСТА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

THEORETICAL Research OF STABILITY OF MOTION OF STEERING AXLE FOR WHEELED TRACTOR

Д.В. БОРИСЮК, инженер, Винницкий национальный технический университет, Винница, Украина, А.В. СПИРИН, канд. техн. наук, доц., И.В. ГУНЬКО, канд. техн. наук, доц., Винницкий национальный аграрный университет, Винница, Украина

D.V. BORYSIUK, engineer, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsya, Ukraine, A.V. SPIRIN, cand. tech. sci., Associate Professor, I.V. GUNKO, cand. tech. sci., Associate Professor, Vinnytsia National Agrarian University, Vinnytsya, Ukraine

..... 260-271

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ
УПРАВЛЯЕМОГО МОСТА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА**
*THEORETICAL Research OF STABILITY OF MOTION OF STEERING AXLE
FOR WHEELED TRACTOR*

Д.В. БОРИСЮК, инженер, Винницкий национальный технический университет, Винница, Украина, **А.В. СПИРИН**, канд. техн. наук, доц., **И.В. ГУНЬКО**, канд. техн. наук, доц., Винницкий национальный аграрный университет, Винница, Украина

D.V. BORYSIUK, engineer, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsya, Ukraine, *A.V. SPIRIN*, cand. tech. sci., Associate Professor, *I.V. GUNKO*, cand. tech. sci., Associate Professor, Vinnytsia National Agrarian University, Vinnytsya, Ukraine

Аннотация. В данной статье рассмотрено влияние колебания колес и микропрофиля дорожного покрытия на устойчивость движения управляемого моста колесного трактора. Представлены причины, вызывающие колебания управляемых колес, расчетная схема управляемого моста колесного трактора и последовательность определения частоты колебаний моста трактора.

Рассмотрено физическая сущность процессов, происходящих при автоколебаниях управляемых колес трактора.

Ключевые слова: устойчивость движения, управляемый мост, колесный трактор, дорожное покрытие, колебания, гироскопический момент, скорость движения.

Abstract. In this article it is proposed to consider the influence of wheel oscillations and the micro-profile of the road surface on the stability of the motion of a steering axle for wheeled tractor. The reasons for the oscillations of the steered wheels, the design scheme of the steering axle for wheeled tractor and the frequency determination procedure for the oscillations of the steering axle are presented.

The physical essence of the processes occurring during self-oscillations of controlled tractor wheels is considered.

Keywords: stability of movement, steering axle, wheeled tractor, road surface, oscillations, gyroscopic moment, speed of motion.

Во время движения по дороге с неровной поверхностью трактор воспринимает удары и испытывает колебаний. Основными узлами, которые защищают трактор от динамического воздействия дороги и сводят колебания и вибрации до приемлемого уровня являются управляемый мост и шины.

Многолетний опыт показывает, что неровности дорожного покрытия и вызванные ими колебания рамы и колес трактора приводят, как правило, к ухудшению всех его эксплуатационно-технических качеств.

Управляемый мост колесного трактора обеспечивает оптимальную управляемость, устойчивость движения, долговечность и надежность работы.

Существует ряд публикаций [1-7], посвященных обзору вопросов, связанных с анализом динамической устойчивости и плавности движения самоходных машин, однако необходимо обратить внимание на разноплановость работ. В зависимости от поставленных задач исследований, принятой

расчетной схемы модели, а также применением того или иного метода исследования, в этих работах принимался ряд предположений, которые требуют обобщения, а методы исследований – дальнейшего развития и анализа.

Целью исследования является повышение динамической устойчивости движения управляемого моста колесного трактора за счет исследования основных причин, влияющих на его устойчивость движения, а также упорядочения конструктивных параметров и эксплуатационных факторов.

Рассмотрим основные причины, которые влияют на устойчивость движения управляемого моста колесного трактора.

Причинами, вызывающими колебания управляемых колес, являются наезды на неровности, дисбаланс колес и наличие двойной связи с остовом трактора через систему рулевого управления и крепления балки управляемого моста.

При наезде колеса на неровность дороги возникает реакция, которая создает момент инерции относительно оси шкворня, что и приводит к повороту или отклонению управляемых колес на некоторый угол. Этому повороту противодействуют силы сцепления колеса с покрытием дороги, упругость и трения в рулевом управлении, гироскопические моменты, которые образуются в процессе изменения положения колес и балки управляемого моста.

Для описания высот неровности дороги под передними и задними колесами трактора, например, h_1 и h_2 (микропрофиля дорожного покрытия) применяют ряд функций, которые достаточно точно описывают различные типы дорожных покрытий. Наиболее распространенными функциями являются математическое ожидание и среднее значение ординат микропрофиля, дисперсия или среднее квадратическое отклонение ординат, корреляционная функция, характеризующая взаимосвязь различных реализаций функций микропрофиля по длине дорожного участка, и спектральная плотность микропрофиля дороги. Если есть m реализаций ординат микропрофиля (зависимости ординат по длине L дорожного участка $r(L)$) дорожного покрытия, то в качестве высоты неровности, например h_1 , берут среднее значение ординат:

$$h_1(L) = \sum_{i=1}^m r_i(L) / m. \text{ Соответственно } h_2(L) = h_1(L - L_1 - L_2) \text{ [8].}$$

Основной источник низкочастотных колебаний трактора при движении - это неровности поверхности дороги, которые носят вероятностный, случайный характер [9].

В процессе измерения характеристик микропрофиля получают функцию высоты неровности от пройденного пути l .

Результаты расчетов показывают, что единичную неровность с достаточной точностью можно выразить в виде волны синусоидальной формы, которая описывается следующим образом

$$q = q_0 \sin\left(\frac{2\pi l}{l_0}\right); \quad 0 \leq l \leq l_0, \quad (1)$$

где q_0 – высота неровности; l_0 – длина неровности.

При этом периодические неровности можно представить в виде

непрерывных повторений единичной неровности. Формулы для микропрофиля в виде единичной и периодической неровности целесообразно записать в виде функции времени t , или $l = \mathcal{G}_{mp}t$, где \mathcal{G}_{mp} – скорость движения трактора.

Тогда для единичной неровности $q = q_0 \sin vt$, $0 \leq t \leq 2\pi/v$; для периодической неровности $q = q_0 \sin vt$, $0 \leq t < \infty$, где $v = 2\pi\mathcal{G}_{mp}/l_0$ – частота вынужденных колебаний. Произвольный микропрофиль можно рассматривать как реализацию некоторой случайной функции. Если считать эту случайную функцию эргодической и стационарной, то аналитическое описание такого микропрофиля упрощается.

Для стационарных случайных функций неровности основными характеристиками являются корреляционная функция и спектральная плотность (энергетический спектр). Корреляционную функцию для каждого режима движения определяют по микропрофилю дороги. Эта функция является основной статистической характеристикой во временной области стационарного случайного процесса и отражает все основные свойства воздействия: характер неровности микропрофиля дороги (высоту, форму, длину) и скорость движения трактора.

Корреляционная функция характеризует связь между ординатами случайной функции, смещенными друг относительно друга на время τ . Для непрерывной случайной функции корреляционная функция записывается в таком виде

$$R(\tau) = \frac{1}{2T} \int_{-T}^T [H(t) - M(H)][H(t + \tau) - M(H)] dt, \quad (2)$$

где $2T$ – интервал наблюдения при движении трактора со скоростью \mathcal{G}_{mp} на участке длиной l ; $H(t)$ – случайная величина; $M(H)$ – математическое ожидание; τ – разница моментов времени наблюдения ординаты случайной функции; $t = l/\mathcal{G}_{mp}$ – текущее значение времени.

Анализ уравнения (2) показывает, что при нулевом смещении ($\tau = 0$) и для некоторого конечного интервала наблюдения $2T$ значение корреляционной функции равно дисперсии ординат неровности, то есть $R(0) = D(H)$.

При $\tau > 0$, но при малом значении ординат величины $H(t)$ и $H(t + \tau)$ мало отличаются друг от друга. Следовательно, они взаимосвязаны: если величина $H(t)$ приняла какое-то значение, то величина $H(t + \tau)$ с большей вероятностью примет значение, близкое к нему. При $\tau = 0$ эта взаимосвязь самая более вероятная. При увеличении сдвига τ зависимость между ординатами $H(t)$ и $H(t + \tau)$ должна ослабнуть и, следовательно, значение корреляционной функции должно уменьшиться. Поэтому всегда выполняется неравенство $R(0) \geq R(\tau)$.

Корреляционная функция, которую выражено кривой 1 (рис. 1), характеризует случайную функцию без гармонических составляющих, поскольку значение $R(\tau)$ непрерывно уменьшается с увеличением значений τ и отсутствии периодических колебаний или значений $R(\tau)$. Кривая 2 также не имеет гармонических составляющих, но степень случайности процесса здесь существенно выше, так как значения $R(\tau)$ стремительно уменьшаются с

увеличением значений τ . Кривые 3 и 4 характеризуют процесс, в котором присутствуют гармонические составляющие. При этом кривая 3 описывает процесс с малой случайностью и высокой периодичностью, то есть процесс близок к обычному гармоническому процессу, а кривая 4 – процесс со случайными и периодическими составляющими.

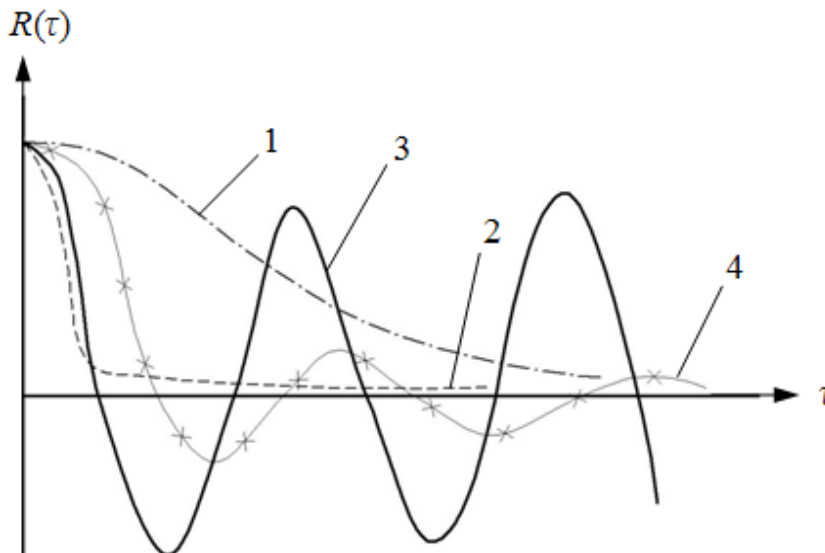


Рисунок 1 - Зависимости корреляционных функций случайного микропрофиля дороги: 1, 2 - кривые корреляционной функции без гармонических составляющих; 3, 4 - кривые корреляционной функции с гармоническими составляющими.

Несмотря на большую универсальность и общность корреляционных функций как характеристик случайных процессов, в практических исследованиях также широко применяют спектральные характеристики, в частности спектральную плотность.

Обратная зависимость корреляционной функции описывается уравнениями:

$$S(\omega) = 2 \int_0^{\infty} R(\tau) \cos \omega \tau d\tau; \quad R(\tau) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S(\omega) \cos \omega \tau d\omega, \quad (3)$$

где первое уравнение характеризует зависимость спектральной плотности $S(\omega)$ от текущей частоты ω процесса, а второе описывает зависимость текущих колебаний от спектральной плотности. При $\tau = 0$ имеем $R(0) = D = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega$.

Если графики корреляционной функции, аналогичные тем, что приведены на рис. 2, тогда можно подобрать аналитическое выражение этой функции в виде

$$R(\tau) = R(0) \left(A_1 e^{-\alpha_1 \tau} \cos \beta_1 \tau + A_2 e^{-\alpha_2 \tau} \right), \quad (4)$$

где $R(0)$ – дисперсия высоты, которая равна квадрату средней квадратичной высоты; $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, A_1$ и A_2 – неопределенные коэффициенты, при этом $A_1 + A_2 = 1$.

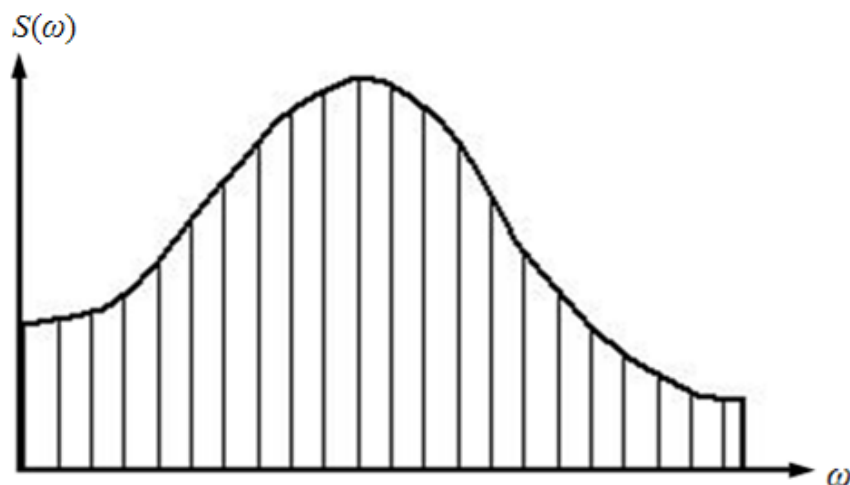


Рисунок 2 - График спектральной плотности случайного микропрофиля дороги.

Для определения коэффициентов можно использовать один из методов теории аппроксимации графических зависимостей, например метод наименьших квадратов.

Для функции, которую задано уравнением (4) можно найти спектральную плотность, которая будет иметь следующий вид

$$S(\omega) = 2R(0) \left[A_1 \frac{\alpha_1 (\omega^2 + \alpha_1^2 + \beta_1^2)}{\omega^4 - 2(\beta_1^2 - \alpha_1^2)\omega^2 + (\alpha_1^2 + \beta_1^2)^2} + A_2 \frac{\alpha_2}{\omega^2 - \alpha_2^2} \right]. \quad (5)$$

Установлено зависимость спектральной плотности поверхности дороги от скорости движения, при этом $S(\omega, \mathcal{G}_2) = (\mathcal{G}_1 / \mathcal{G}_2) S(\omega_{прив}, \mathcal{G}_1)$, где \mathcal{G}_1 и \mathcal{G}_2 – скорость движения; $\omega_{прив}$ – приведенная частота. Характер спектральной плотности не зависит от скорости движения, а ее значения и приведённая частота $\omega_{прив}$ с изменением скорости меняются в разы в зависимости от отношения $\mathcal{G}_1 / \mathcal{G}_2$.

В уравнениях (4) и (5) коэффициенты α и β , которые определяют корреляционную функцию и спектральную плотность, зависят от скорости движения, а величины A_1 , A_2 и $R(0)$, наоборот, не зависят от скорости. Если $\alpha(\mathcal{G})$ и $\beta(\mathcal{G})$ – значение α и β при скорости \mathcal{G} , то $\alpha(\mathcal{G}_2) = (\mathcal{G}_2 / \mathcal{G}_1) \alpha(\mathcal{G}_1)$, а $\beta(\mathcal{G}_2) = (\mathcal{G}_2 / \mathcal{G}_1) \beta(\mathcal{G}_1)$.

Итак, достаточно иметь спектральную плотность для одной скорости движения, чтобы определить ее значение для любой другой. В технической литературе значения коэффициентов α и β приводятся для скорости $\mathcal{G} = 1$ м/с. Для любых других значений скоростей их определяют по формулам $\alpha(\mathcal{G}) = \mathcal{G}\alpha$; $\beta(\mathcal{G}) = \mathcal{G}\beta$.

Для расчета спектральной плотности среднего статистического фона предположим, что для каждого из n типичных сельскохозяйственных фонов известны следующие величины: γ_n – относительное время работы; \mathcal{G}_n – среднее значение скорости движения; S_n – спектральная плотность.

Тогда среднюю скорость при работе на среднем статистическом фоне

можно вычислить по формуле $\mathcal{G} = \sum_1^n \gamma_n \mathcal{G}_n$. Если исходить из энергетического принципа составления колебаний, то среднее статистическое ускорение при работе на нескольких сельскохозяйственных фонах составляет

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{d^2 z_n}{dt^2} \right)^2} \gamma_n, \quad (6)$$

где $\frac{d^2 z_n}{dt^2}$ – среднее квадратическое ускорение, которое соответствует n -му фону.

Среднее квадратическое ускорение равно интегралу от производной спектральной плотности фона умноженному на квадрат модуля передаточной функции ускорений, то есть

$$\frac{d^2 z_n}{dt^2} = \int S_n(\omega) \left| W_{\frac{d^2 z}{dt^2}}(i\omega) \right|^2 d\omega. \quad (7)$$

Чтобы равенство (6) выполнялась для любых частот, необходимо чтобы $S(\omega) = \sum_1^n \gamma_n S_n(\omega)$.

Итак, для получения спектральной плотности среднего статистического фона необходимо составить спектральные плотности каждого фона, предварительно умноженные на относительное время работы.

На устойчивость движения трактора побочное влияние оказывают колебания управляемых колес, что приводит к колебаниям управляемого моста, благодаря наличию дополнительной степени свободы (поворот вокруг шкворня) по сравнению с неуправляемыми. Кроме того, управляемые колеса связаны между собой рулевой трапецией, которая имеет демпфирования благодаря наличию зазоров [10].

Вследствие того, что управляемый мост является колебательной динамической системой, при воздействии на него периодических или случайных возмущений возникают колебания масс его узлов. Амплитуда колебаний зависит от амплитуды возмущения, собственных колебаний и характера затухания колебаний в системе. Наибольшая интенсивность колебаний имеет место тогда, когда частота возмущения близка к частоте собственных колебаний, или возникает явление резонанса.

Дисбаланс вращающегося колеса приводит к появлению центробежной силы, которую можно разложить на две составляющие. Первая из них направлена вдоль горизонтальной оси, расположенной в плоскости вращения колеса, и она пытается повернуть колесо относительно оси шкворня, а вторая вертикальная составляющая – пытается наклонить его в поперечно-вертикальной плоскости. В обоих случаях возникают гироскопические моменты, противодействующие поворотам колеса. В процессе качения колеса значение и направление составляющих центробежной силы меняются, поэтому

колесо совершает сложные движения в пространстве. При колебаниях колес вокруг шкворней может оказаться, что силы от неуравновешенных масс будут действовать в одной плоскости с управляемым мостом, но направлены в противоположные стороны. Тогда возникают колебания моста вместе с колесами в вертикальной плоскости и колебания колес вокруг шкворней.

Колебания колес может происходить также вследствие того, что радиальная (нормальная) жесткость шин по кругу оказывается неодинаковой. При качении такой шины колесо начинает колебаться в вертикальной плоскости. Подобные колебания, совершаемые вследствие изменения параметров колебательной системы (в данном случае радиальной жесткости шины), называют параметрическими. Однако амплитуды параметрических колебаний колес небольшие учитывая наличие внутреннего трения и относительно небольшого изменения жесткости шины.

В некоторых условиях могут возникнуть колебательные процессы в системе рулевого управления, которая оборудована гидравлическим усилителем руля. При этом переменные усилия передаются на управляемые колеса, которые возбуждают их колебания. Указанные причины могут приводить к угловым перемещениям колес, которые при хаотичном характере называют вилянием, а при закономерном – колебаниям. При колебаниях колес возникают дополнительные силы, которые могут передаваться на остов и вызвать его колебания.

Однако эти колебания остова осуществляются с малыми амплитудами и практически не сказываются на характеристиках движения трактора. Если при колебаниях колес возникает их проскальзывание по опорной поверхности, тогда может меняться направление движения трактора, то есть ухудшается устойчивость движения и управляемость трактора.

Для построения модели, которая характеризует устойчивость движения управляемого моста колесного трактора для формализации объекта исследования принимаем предположение, что управляемый мост трактора представляет собой сложную динамическую систему в виде динамической массы, которая связана упругими элементами: шинами, рессорами, тягами руля (рис. 3).

Во время движения трактора возможны следующие перемещения масс управляемого моста: вертикальное – в вертикально-поперечной плоскости; угловое перемещение балки управляемого моста в вертикально-поперечной плоскости; угловое перемещение колес относительно шкворня в горизонтальной плоскости. Наибольшее влияние на управляемость и устойчивость трактора осуществляют угловые колебания балки моста с колесами по координате ψ и угловые колебания колес по координате α .

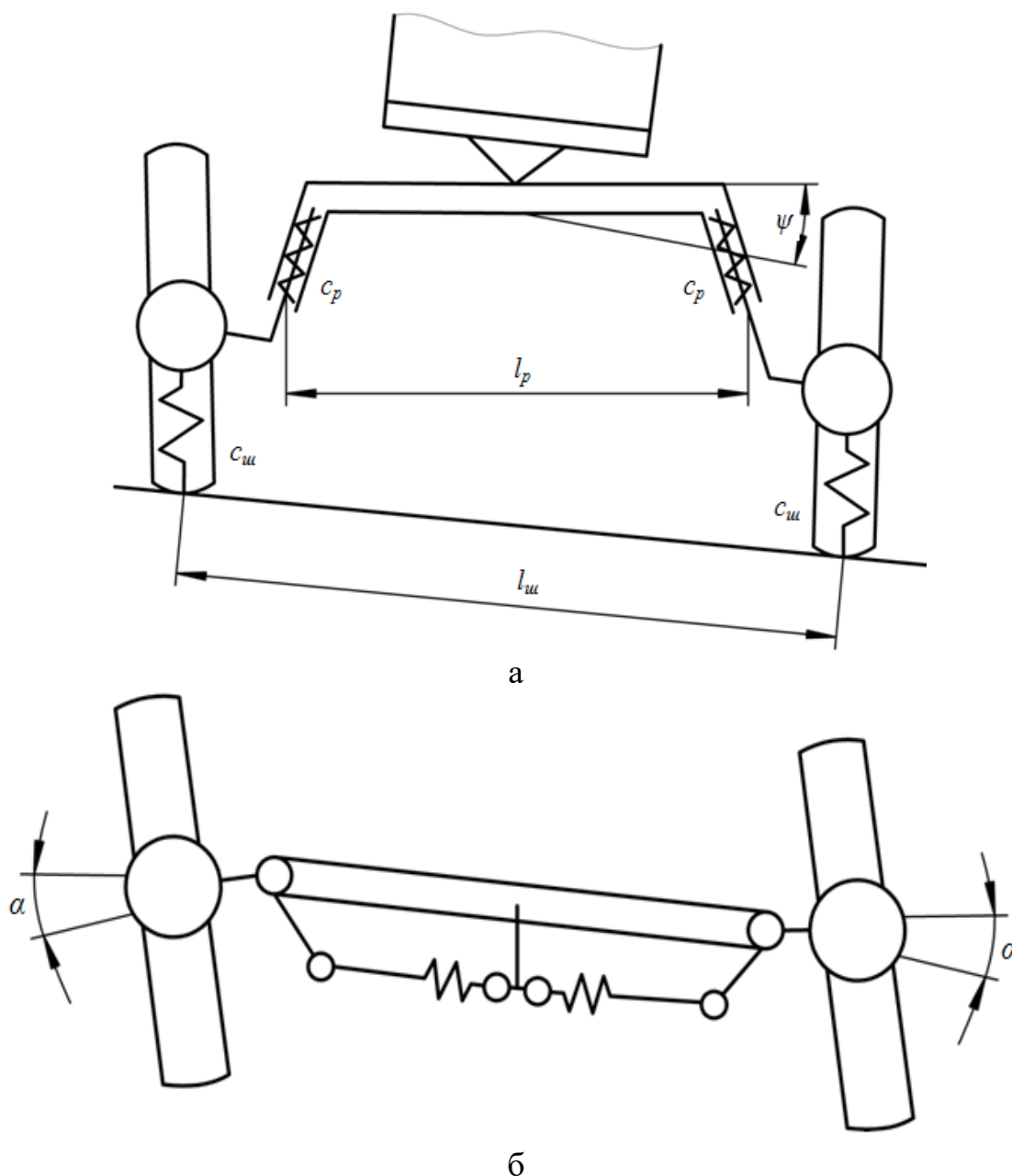


Рисунок 3 - Расчетная схема определения колебаний управляемого моста колесного трактора: а - вид спереди; б - вид сверху.

Одной из характеристик динамических систем являются частоты собственных колебаний. Частота собственных угловых колебаний ν_ψ управляемого моста трактора в вертикально-поперечной плоскости [10, 11]:

$$\nu_\psi = \sqrt{c_\psi / J_\psi} = \sqrt{c_\psi / \int r_o^2 dm_c}, \quad (8)$$

где ν_ψ - частота собственных колебаний, Гц; c_ψ - коэффициент угловой жесткости, кг·м²/с²; J_ψ - момент инерции моста относительно оси качания, кг·м²; r_o - расстояние до оси поворота моста, м; m_c - масса системы, кг.

Коэффициент угловой жесткости c_ψ подвески колес в вертикально-поперечной плоскости согласно [10] будет:

$$c_\psi = \frac{1}{2} \cdot (c_p \cdot l_p^2 + c_{ш} \cdot l_{ш}^2), \quad (9)$$

где $c_p, c_{ш}$ – соответственно, коэффициенты жесткости пружины и шины, Н/м; $l_p, l_{ш}$ – соответственно, рессорная база и колея моста, м.

Для определения коэффициента жесткости шины $c_{ш}$ используем формулу, предложенную Бидерманом В.Л. [11, 12], то есть

$$c_{ш} = \frac{dP}{dz_{омн}} = \frac{P}{f_{ш}} \left(2 - C \frac{P}{f_{ш} p_{ш}} \right), \quad (10)$$

где $z_{омн}$ – перемещение колеса относительно рамы трактора, м; P – нагрузка на шину, Н; $f_{ш}$ – осадка шины, м; C – коэффициент жесткости, m^{-1} ; $p_{ш}$ – давление воздуха в шине, которое зависит от размеров шины, Па.

При этом коэффициент жесткости C определяется по формуле [8, 9]

$$C = (0,32...0,45) \frac{1}{\sqrt{R_{ку} D_{ш}}}, \quad (11)$$

где $R_{ку}$ – радиус кривизны протектора шины, м; $D_{ш}$ – диаметр протектора шины, м.

Тогда согласно (8) - (11) частота собственных угловых колебаний управляемого моста трактора в вертикально-поперечной плоскости определяется зависимостью

$$\omega_{\psi} = \sqrt{\frac{c_p \cdot l_p^2 + c_{ш} \cdot l_{ш}^2}{2 \cdot \int r_o^2 dm_c}}. \quad (12)$$

Следовательно, при снижении жесткости рессор и шин, а также увеличении момента инерции управляемого моста частота его собственных колебаний в вертикально-поперечной плоскости уменьшается. Частота собственных колебаний колес относительно осей шкворней (виляние) может быть найдена по выражению (8).

Автоколебания управляемых колес вызывают значительные динамические нагрузки на детали рулевого управления, интенсивный износ шин и приводят к потере трактором управляемости и устойчивости движения. Одной из основных причин возникновения автоколебаний управляемых колес является наличие гироскопической связи между угловыми колебаниями балки управляемого моста в поперечной плоскости и поворотом колес этого моста относительно шкворней.

Рассмотрим физическую сущность процессов, которые происходят во время автоколебания управляемых колес. При движении трактора его колеса можно рассматривать как вращающиеся гироскопы. При случайном повороте управляемых колес вокруг шкворней на угол α (рис. 3) возникает гироскопический момент $M_{Г1}$ [10]:

$$M_{Г1} = \int r_o^2 dm_{\kappa} \frac{d\varphi_{\kappa}}{dt} \alpha, \quad (13)$$

где $\int r_o^2 dm_{\kappa} = J_{\kappa}$ – момент инерции колеса, $кг \cdot м^2$; m_{κ} – масса колеса, кг; $d\varphi_{\kappa} / dt = \omega_{\kappa}$ – угловая скорость колеса, рад/с; φ_{κ} – угол поворота колеса, град.

Под действием этого момента управляемый мост вернется в вертикальной

плоскости на угол ψ , а в горизонтальной плоскости возникает гироскопический момент $M_{Г2}$, который согласно [10] определяется по формуле:

$$M_{Г2} = \int r_o^2 dm_k \frac{d\varphi_k}{dt} \psi. \quad (14)$$

При этом гироскопический момент $M_{Г2}$ увеличивает угол поворота управляемых колес. Таким образом, непринужденный поворот управляемых колес вызывает перекосы балки управляемого моста, которые в свою очередь увеличивают поворот управляемых колес [13, 14].

Вследствие поворота моста в вертикальной плоскости динамический радиус одного из колес уменьшится, а другой – увеличится. В первом случае продольная реакция опорной поверхности увеличивается, поскольку растет сила сопротивления качению и уменьшается радиус качения колеса. Увеличение продольной реакции при уменьшении радиуса качения колеса объясняется тем, что при постоянной скорости движения трактора с уменьшением радиуса качения колеса должна увеличиться его угловая скорость, то есть оно должно получить угловое ускорение. Изменение касательных реакций опорной поверхности приводит к появлению дополнительного момента, который возвращает управляемые колеса в горизонтальной плоскости, а в результате гироскопической связи и в вертикальной плоскости на некоторый угол. При этом происходит дополнительная деформация рулевого привода, подвески и шин. Когда момент поворота становится равным моменту сопротивления, угловая скорость поворота моста в вертикальной плоскости равна нулю, и колеса начинают движение в сторону положения равновесия. Поскольку в упругих элементах подвески и рулевом приводе произошло накопление потенциальной энергии, мост проходит положение равновесия и происходит поворот колеса в противоположную сторону при одновременном уменьшении его радиуса. Это в свою очередь приводит к появлению момента сопротивления, который возвращает в ту же сторону управляемый мост. После того как момент сопротивления становится равным моменту упругих сил в подвеске, шинах и рулевом приводе, процесс повторяется.

Таким образом, конструктивные особенности управляемого моста универсально-пропашных тракторов и условия эксплуатации могут вызвать колебания управляемых колес, которые поддерживаются благодаря энергии тракторного двигателя, ухудшая управляемость и устойчивость движения трактора.

При автоколебаниях управляемых колес возникает переменное по значению и направлению сопротивление, которое поддерживает колебания колес на определенном уровне.

Список литературы

1. Шупляков, В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля [Текст] / В. С. Шупляков. – М.: Транспорт, 1974. – 328 с.

2. Барский, И. Б. Динамика трактора [Текст] / И. Б. Барский, В. Я. Анилович, Г. М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Попов, В. Б. Математическое моделирование мобильного сельскохозяйственного агрегата в режиме транспортного переезда [Текст] / В. Б. Попов // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.А. Сухого. – 2005. – № 3 (22). – С. 13–18.
4. Галкин С.Н., Дзоценидзе Т.Д., Левшин А.Г., Евтюшенков Н.Е., Измайлов А.Ю. Агротехнические и технологические параметры автомобилей сельскохозяйственного назначения // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 5. С. 3-6.
5. Scarlett, A. J. Whole-body vibration: Evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors [Text] / A. J. Scarlett, J. S. Price, R. M. Stayner // Journal of Terramechanics. – 2007. – Vol. 44, Issue 1. – P. 65–73.
6. Patil, M. K. A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimization of vibration response [Text] / M. K. Patil, M. S. Palanichamy // Applied Mathematical Modelling. – 1988. – Vol. 12, Issue 1. – P. 63–71.
7. Servadio, P. Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors [Text] / P. Servadio, A. Marsili, N. P. Belfiore // Biosystems Engineering. – 2007. – Vol. 97, Issue 2. – P. 171–180.
8. Умняшкин, В.А. Теория автомобиля / В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин, Р.С. Музафаров. – Ижевск: Изд-во ИжПУ, 2006. - 272 с.
9. Скотников, В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В.А. Скотников, А.А. Машенский, А.С. Солонский; под ред. В.А. Скотникова. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
10. Гуськов, В.В. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
11. Мирошниченко, А.Н. Основы теории автомобиля и трактора: учебное пособие / А.Н. Мирошниченко. – Томск : Изд-во ТГАСУ, 2014. – 490 с.
12. Бидерман, В.Л. Автомобильные шины / В.Л. Бидерман. – М.: Госнаучтехиздат химической литературы, 1963. – 384 с.
13. Ильясов, Р.С. Шины. Некоторые проблемы эксплуатации и производства / Р.С. Ильясов, В.П. Дорожкин, Г.Я. Власов, А.А. Мухутдинов. – М.: Изд-во НИИШП, 2000. – 576 с.
14. Борисюк, Д. В. Стійкість руху керованих коліс тракторів / Д. В. Борисюк, В. І. Яцковський // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця: ВНАУ, 2016. – Випуск 1 (81). – С. 19-22.

References

1. SHuplyakov, V. S. Kolebaniya i nagruzhennost' transmissii avtomobilya [Oscillations and loading of the vehicle's transmission] / V. S. SHuplyakov. – М.: Transport, 1974. – p. 328.
2. Barskij, I. B. Dinamika traktora [Tractor dynamics] / I. B. Barskij, V. YA. Anilovich, G. M. Kut'kov. – М.: Mashinostroenie, 1973. – p. 280.
3. Popov, V. B. Matematicheskoe modelirovanie mobil'nogo sel'skohozyajstvennogo agregata v rezhime transportnogo pereezda [Mathematical modeling of a mobile agricultural unit in the mode of transport crossing] / V. B. Popov // Vestnik Gomeľ'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. P.A. Suhogo. – 2005. – No 3 (22). – pp. 13–18.
4. Galkin S.N., Dzoceniidze T.D., Levshin A.G., Evtyushenkov N.E., Izmajlov A.YU. Agrotekhnicheskie i tekhnologicheskie parametry avtomobilej sel'skohozyajstvennogo naznacheniya [Agrotechnical and technological parameters of agricultural vehicles] // Traktory i sel'hoz mashiny. 2011. № 5. S. 3-6.

5. Scarlett, A. J. Whole-body vibration: Evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors [Text] / A. J. Scarlett, J. S. Price, R. M. Stayner // *Journal of Terramechanics*. – 2007. – Vol. 44, Issue 1. – P. 65–73.
6. Patil, M. K. A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimization of vibration response [Text] / M. K. Patil, M. S. Palanichamy // *Applied Mathematical Modelling*. – 1988. – Vol. 12, Issue 1. – P. 63–71.
7. Servadio, P. Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors [Text] / P. Servadio, A. Marsili, N. P. Belfiore // *Biosystems Engineering*. – 2007. – Vol. 97, Issue 2. – P. 171–180.
8. Umnyashkin, V.A. Teoriya avtomobilya [Theory of the car] / V.A. Umnyashkin, N.M. Fil'kin, R.S. Muzafarov. – Izhevsk: Izd-vo IzhPU, 2006. – p. 272.
9. Skotnikov, V.A. Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya [Fundamentals of the theory and calculation of the tractor and car] / V.A. Skotnikov, A.A. Mashchenskij, A.S. Solonskij; pod red. V.A. Skotnikova. – M.: Agropromizdat, 1986. – p. 383.
10. Gus'kov, V.V. Traktory. Teoriya [Tractors. Theory] / V.V. Gus'kov, N.N. Velev, YU.E. Atamanov i dr.; pod obshch. red. V.V. Gus'kova. – M.: Mashinostroenie, 1988. – p. 376.
11. Miroshnichenko, A.N. Osnovy teorii avtomobilya i traktora [Fundamentals of the theory of the car and the tractor: a training manual]: uchebnoe posobie / A.N. Miroshnichenko. – Tomsk: Izd-vo TGASU, 2014. – p. 490.
12. Biderman, V.L. Avtomobil'nye shiny / V.L. Biderman. – M.: Gosnaughtekhzdat himicheskoy literatury, pp. 1963. – 384.
13. Il'yasov, R.S. SHiny. Nekotorye problemy ehksplutacii i proizvodstva [Some problems of exploitation and production] / R.S. Il'yasov, V.P. Dorozhkin, G.YA. Vlasov, A.A. Muhutdinov. – M.: Izd-vo NIISHP, 2000. – p. 576.
14. Borisyuk, D. V. Stijkist' ruhu kerovanih kolis traktoriv / D. V. Borisyuk, V. I. YAckovs'kij // *Vibracii v tekhnici ta tekhnologiyah*. – Vinnicya: VNAU, 2016. – Vipusk 1 (81). – pp. 19-22.