

В. М. Булгаков

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
г. Киев, Украина
e-mail: vbulgakov@meta.ua*

ТЕОРИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ И УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Целью данного исследования является разработка теоретических основ вертикальных колебаний комбинированного пахотно-измельчительного машинно-тракторного агрегата и обоснование устойчивости его движения в продольно-вертикальной плоскости. При проведении исследований использованы методы построения расчетных математических моделей функционирования сельскохозяйственных машин и машинных агрегатов, основанные на теории трактора, теории колебаний, теории автоматического регулирования и устойчивости движения, и методы составления программ и численных расчетов на ПЭВМ. Динамика вертикальных колебаний данного агрегата исследована на основе анализа амплитудно-частотных характеристик агрегата как динамической системы, реагирующей на внешние возмущения в виде неровностей поверхности почвы. В результате проведенных аналитических исследований вначале была построена эквивалентная схема данного комбинированного машинно-тракторного агрегата в продольно-вертикальной плоскости, определены характерные его точки, заданы линейные и угловые перемещения, приложены активные силы. Каждое пневматическое колесо агрегата, представленное в виде упруго-демпфирующей модели, имеет точечный контакт с неровностями поверхности почвы, которые заданы соответствующими высотами. Используя исходные уравнения динамики в форме Лагранжа 2-го рода, вначале были определены обобщенные координаты, выражения для кинетических и потенциальных энергий, диссипативных функций и обобщенных сил и после необходимых преобразований составлена система из четырех дифференциальных уравнений движения рассматриваемой динамической системы. Далее для полученной системы дифференциальных уравнений были выполнены преобразования Лапласа, что дало возможность получить систему уравнений в операторной форме и подготовить их к виду, удобному для численных расчетов по составленной программе на ПЭВМ. По результатам численных расчетов построены графики амплитудных и фазовых частотных характеристик вертикальных колебаний трактора при различных коэффициентах жесткости его управляемых колес, амплитудно-частотные характеристики колебаний измельчителя в зависимости от его массы и коэффициента жесткости шин опорных колес, а также характеристики колебаний плуга при различных коэффициентах жесткости его полевого опорного пневматического колеса.

Ключевые слова: трактор, машинный агрегат, плуг, измельчитель, теория, дифференциальные уравнения, численные решения, колебания, амплитуда, частота.

V. M. Bulgakov

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Kiev, Ukraine
e-mail: vbulgakov@meta.ua*

THEORY OF VERTICAL VIBRATIONS AND SUSTAINABILITY OF MOTION OF COMBINED MACHINE-TRACTOR UNIT

The purpose of this study is to develop the theoretical foundations of the vertical oscillations of the combined arable-grinding machine-tractor unit and to justify the stability of its movement in the longitudinal-vertical plane. The studies used methods for constructing mathematical models of the functioning of agricultural machines and machine units based on the theory of the tractor, the theory of oscillations, the theory of automatic control and stability of motion, and methods of programming and numerical calculations on a PC. The dynamics of the vertical oscillations of this unit is investigated on the basis of the analysis of the amplitude-frequency characteristics of the unit as a dynamic system that reacts to external disturbances in the form of irregularities in the soil surface. As a result of the conducted analytical studies, an equivalent circuit of this combined machine-tractor unit was

constructed in the longitudinal-vertical plane, its characteristic points were determined, linear and angular displacements were specified, and active forces were applied. Each pneumatic wheel of the unit, presented in the form of an elastic-damping model, has a point contact with the unevenness of the soil surface, which are given by the corresponding heights. Using the initial equations of Lagrange form of the 2nd kind, first generalized coordinates, expressions for kinetic and potential energies, dissipative functions and generalized forces were determined and after the necessary transformations a system of four differential equations of motion of the dynamical system under consideration was composed. Next, for the obtained system of differential equations, Laplace transformations were performed, which made it possible to obtain a system of equations in operator form and prepare them for a form convenient for numerical calculations using a compiled program on a PC. According to the results of numerical calculations, graphs of the amplitude and phase frequency characteristics of the tractor's vertical oscillations with different stiffness coefficients of its steerable wheels, amplitude-frequency characteristics of chopper vibrations depending on its mass and stiffness coefficient of the tires of the support wheels, as well as the characteristics of its oscillations field pneumatic support wheel.

Keywords: tractor, machine unit, plow, chopper, theory, differential equations, numerical solutions, oscillations, amplitude, frequency.

Постановка проблемы

Широкое применение универсальных комбинированных машинно-тракторных агрегатов, способных за один проход осуществлять несколько технологических операций, обусловлено несомненными их преимуществами, которые касаются значительных сокращений затрат, сроков проведения, снижения уплотняющего воздействия на почву, повышения качественных показателей. Для создания таких комбинированных машинно-тракторных агрегатов в наибольшей степени подходят современные пахотно-пропашные тракторы класса 3, имеющие передние и задние навесные устройства и, соответственно, передний и задний валы отбора мощности, а также способные эффективно двигаться прямым и реверсивным ходами.

Используя колесный пахотно-пропашной трактор класса 3, нами был разработан, а затем успешно испытан комбинированный машинно-тракторный агрегат, который за один проход может эффективно захватывать, измельчать и разбрасывать пожнивные растительные остатки (сухие и полеглые, высотой до одного метра) фронтально навешенным роторным измельчителем и одновременно осуществлять пахоту задненавесным плугом, то есть запахивать эти остатки на нужную глубину.

Не менее актуальным и эффективным может быть разработанный нами другой комбинированный агрегат, который за один проход способен разбрасывать минеральные удобрения фронтально навешенным разбрасывателем удобрений и производить их одновременное запахивание задним плугом.

Однако формирование и эффективная эксплуатация современных комбинированных широкозахватных машинно-тракторных агрегатов требуют соответствующей разработки новых научно-технических основ их агрегатирования. Прежде всего, это касается исследования динамических свойств и поиска параметров, обеспечивающих их устойчивое движение при одновременном выполнении различных технологических процессов.

Исследованию динамики сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов посвящены многие работы, классическими из которых являются работы П. М. Василенко [1–4], Л. В. Гячева [5, 6] и др. Однако предметом исследований в этих и других работах являлись агрегаты, которые агрегатируют только одну сельскохозяйственную машину, фронтально навешенную или прицепную. При этом теоретическое исследование данных машинно-тракторных агрегатов как динамических систем рассматривалось в горизонтальной или вертикальной плоскостях и наиболее часто дифференциальные уравнения движения были получены с использованием исходных уравнений динамики Лагранжа 2-го рода. Исследованию динамики комбинированных сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов (имеющих передненавесную и заднеприцепную машины) посвящены работы [7–10]. Однако в указанных работах при исследованиях колебаний таких агрегатов в продольно-вертикальных плоскостях не всегда учитываются случаи, когда опорно-копирующие колеса сельскохозяйственных машин имеют пневматические шины и представляют собой упругодемпфирующие модели (т. е. имеют соответствующие коэффициенты

жесткости и демпфирования), они рассматриваются как абсолютно жесткие. Кроме того, в современных конструкциях плугов также предусматривается использование пневматических колес в качестве полевых опорных колес, причем их может быть установлено на задненавесной плуг несколько. В связи с этим возникает необходимость уточнения математических моделей движения комбинированных машинно-тракторных агрегатов путем разработки более точных и при этом максимально учитывающих реальные условия эксплуатации их эквивалентных схем, а в дальнейшем – дифференциальных уравнений движения. Наибольший интерес представляют исследования комбинированных машинно-тракторных агрегатов, когда рассматриваются их колебательные движения именно в продольно-вертикальной плоскости, которые в значительной степени определяют их тягово-эксплуатационные свойства и качественные показатели агрегируемых машин.

Цель исследования

Целью данного исследования является разработка теоретических основ вертикальных колебаний комбинированного машинно-тракторного агрегата в составе пахотно-пропашного колесного трактора, навешенного на него сзади плуга и установленного фронтального измельчителя растительной массы и обоснование устойчивости его движения в продольно-вертикальной плоскости.

Материалы и методы

Исследование проведено с использованием методов моделирования функционирования сельскохозяйственных машин и машинных агрегатов, теории трактора, высшей математики, теоретической механики, в частности с использованием исходных уравнений в форме Лагранжа 2-го рода, преобразований Лапласа, а также составлением программ и численных расчетов на ПК.

Теория и моделирование

Во время рабочего движения указанного пахотно-измельчительного машинно-тракторного агрегата на агрегирующий колесный трактор со стороны фронтально навешенного на него измельчителя растительных остатков и задненавесного плуга передаются колебания (толчки, удары), вызванные неровностями профиля поверхности почвы, неравномерностью сопротивления пахотного орудия, дискретностью нагрузок на измельчитель. В общем случае все три звена машинно-тракторного агрегата осуществляют при этом поступательные вертикальные и угловые перемещения в продольно-вертикальной плоскости.

Для построения расчетной математической модели данного комбинированного машинно-тракторного агрегата прежде всего разработаем его эквивалентную схему, рассматривая движения только в продольно-вертикальной плоскости (рисунок 1). Следует сразу оговорить, что подробное описание этой эквивалентной схемы будет нами последовательно приведено при детальном рассмотрении и моделировании составных элементов данного машинно-тракторного агрегата.

Связь между агрегирующим трактором и передней и задней навешенными сельскохозяйственными машинами происходит через нижние и центральные тяги его заднего и переднего навесных механизмов. Основное (рабочее) положение этих механизмов в процессе рабочего движения агрегата является плавающим. Поэтому во время движения машинно-тракторного агрегата при выполнении рабочего процесса имеются все основания пренебречь угловыми колебаниями фронтально навешенного измельчителя растительных остатков и задненавесного плуга. Наиболее ощутимые повороты их в продольно-вертикальной плоскости могли бы иметь место лишь при преодолении агрегатом значительных по высоте неровностей поверхности почвы, при этом достаточно часто повторяющихся. Однако вероятность таких неровностей является минимальной, поскольку макрорельеф полей, которые используются в современном сельском хозяйстве, в большинстве случаев является достаточно выровненным.

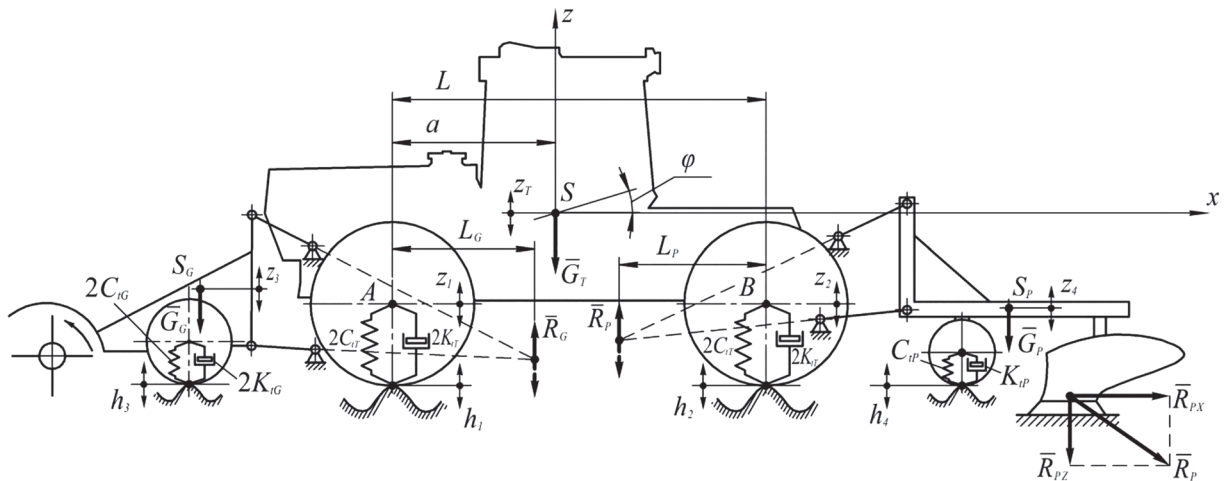


Рисунок 1. – Эквивалентная схема комбинированного пахотно-измельчительного машинно-тракторного агрегата в продольно-вертикальной плоскости

В связи с вышеизложенным сформулируем основные допущения, принятые при построении расчетной математической модели комбинированного машинно-тракторного агрегата на основе пахотно-пропашного трактора:

1. В связи с незначительными угловыми колебаниями технологических частей пахотно-измельчающего машинно-тракторного агрегата принимаем, что синус и тангенс малого аргумента приблизительно равны самому аргументу, а косинус равен единице.

2. С целью упрощения решения поставленной задачи дифференциальные уравнения вертикальных колебаний пахотно-измельчительного машинно-тракторного агрегата наиболее целесообразно составлять отдельно для каждого из его звеньев (то есть трактора, измельчителя растительных остатков и плуга). Взаимное влияние между ними будет выражаться одинаковыми по модулю и противоположными по направлению силами, приложенными в точках мгновенных центров поворота переднего и заднего навесных механизмов трактора.

3. Движение трактора в составе пахотно-измельчительного агрегата осуществляется правыми колесами в борозде. Наклон трактора в продольно-поперечной плоскости при этом учитывается тем, что он по отношению к фронтально установленному измельчителю растительных остатков и задненавесному плугу располагается на горизонтальной поверхности, ниже от поверхности поля на половину глубины пахоты. В этом случае есть возможность считать одинаковыми вертикальные нагрузки на колесах одной оси трактора.

4. Принимаем, что во время рабочего движения исследуемого машинно-тракторного агрегата колесный трактор сохраняет постоянный точечный контакт с поверхностью почвы, т. е. с поверхностью агротехнического фона.

5. Колебания неровностей поверхности почвы при этом представляют собой случайную стационарную и эргодическую функцию пути.

6. При незначительной амплитуде вертикальных колебаний продольного профиля неровностей поверхности почвы силы сопротивления в шинах пневматических колес допускается принимать пропорциональными скорости колебаний, а характеристики их упругих элементов – считать линейными.

Согласно принятым допущениям построим вначале расчетную математическую модель вертикальных колебаний только агрегирующего трактора. Для решения данной задачи рассмотрим пахотно-пропашной трактор тягового класса 3 в составе пахотно-измельчительного агрегата, представив его в виде отдельной эквивалентной схемы (рисунок 2). Колеса трактора представлены в виде упругодемпфирующих моделей, имеющих коэффициенты C_{IT} жесткостей его шин и коэффициенты K_{IT} сопротивления деформаций (демпфирования) шин. Поскольку на эквивалентной схеме (рисунок 2) показаны двойные колеса каждой оси трактора, то, соответственно, удваиваются и указанные коэффициенты. Каждое из колес трактора (переднее и заднее),

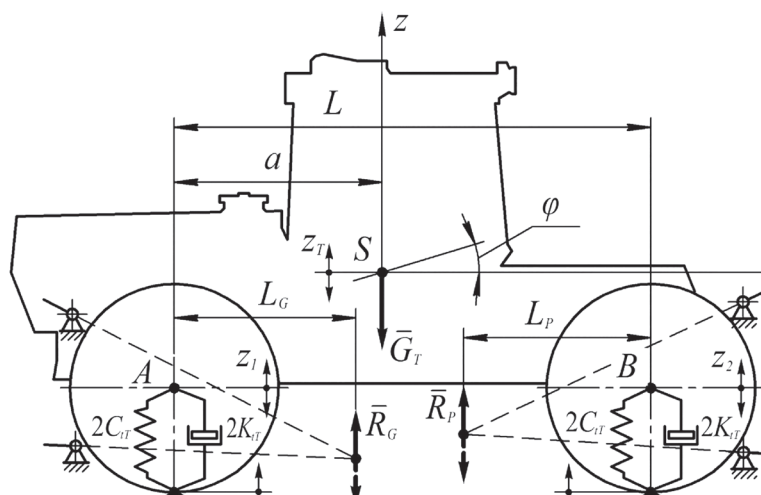


Рисунок 2. – Эквивалентная схема вертикальных колебаний агрегирующего трактора

имея точечный контакт с поверхностью почвы, движется по ее неровностям, высоты которых обозначены: h_1 – для неровностей под передними колесами трактора и h_2 – под задними колесами трактора.

Покажем на эквивалентной схеме все силы, которые действуют на трактор во время его движения. В соответствии с изложенными выше предположениями влияние фронтально навешенного измельчителя растительных остатков и задненавешенного на трактор плуга представим реакциями \bar{R}_G и \bar{R}_P , сосредоточенными, соответственно, в точках мгновенных центров поворота переднего и заднего навесных механизмов трактора. Указанные реакции \bar{R}_G и \bar{R}_P расположены, соответственно, на расстояниях L_G и L_P от оси переднего и заднего мостов трактора. К трактору приложена также сила его тяжести \bar{G}_T , сосредоточенная в его центре масс (точка S). Продольная база трактора обозначена L , через a – расстояние от оси передних колес трактора до его центра масс.

Покажем на эквивалентной схеме систему декартовых координат xSz , начало которой совпадает с центром масс трактора (точка S), ось x направлена горизонтально в сторону ведущих колес трактора, а ось z – вертикально вверх.

В представленном виде расчетная математическая модель трактора в составе пахотно-измельчительного комбинированного агрегата имеет две степени свободы: вертикальные колебания z_T его центра масс (точка S) и угловые колебания остова φ .

Дифференциальные уравнения движения (колебаний) трактора в продольно-вертикальной плоскости составим в форме уравнений динамики Лагранжа 2-го рода такого вида [1]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T_T}{\partial q_i} + \frac{\partial E_T}{\partial q_i} + \frac{\partial D_T}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (1)$$

где q_i – обобщенная координата ($i = 1, 2$); T_T – кинетическая энергия трактора; E_T – потенциальная энергия трактора; D_T – диссипативная функция рассеивания энергии трактором; Q_i – обобщенная сила.

Определим составляющие, входящие в выражение (1).

Прежде всего, определим выражение для кинетической энергии T_T вертикальных колебаний трактора, которое будет иметь такой вид:

$$T_T = \frac{M_T \dot{z}_T^2 + J_T \dot{\varphi}^2}{2}, \quad (2)$$

где M_T – масса трактора ($кг$); J_T – момент инерции трактора относительно оси, которая проходит через его центр масс (точка S) и является нормалью к продольно-вертикальной плоскости ($кг \times м^2$).

Определим далее составляющие, которые входят в выражение (2). Прежде всего, обобщенные координаты z_T и j определенным образом связаны с вертикальными перемещениями переднего и заднего мостов трактора, т. е. с z_1 (точка A) и z_2 (точка B). Поэтому указанную связь аналитически можно представить такими двумя зависимостями:

$$z_T = \frac{z_1(L-a) + z_2a}{L}; \quad (3)$$

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{z_2 - z_1}{L}, \quad (4)$$

где L и a – продольная база и продольная координата центра масс (точка S) трактора, m .

Поскольку при малых угловых перемещениях, как было указано выше, $\operatorname{tg}\varphi \approx \varphi$, то выражение (4) можно записать в более упрощенном виде:

$$\varphi = \frac{z_2 - z_1}{L}. \quad (5)$$

Продифференцируем далее выражения (3) и (5). Будем иметь:

$$\dot{z}_T = \frac{\dot{z}_1(L-a) + \dot{z}_2a}{L}; \quad (6)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{\dot{z}_2 - \dot{z}_1}{L}. \quad (7)$$

Подставив значения производных из (6) и (7) в выражение (2), после соответствующих преобразований и обозначения коэффициентов D_1 , D_2 и D_3 получим выражение для кинетической энергии трактора в таком виде:

$$T_T = \frac{D_1\dot{z}_1^2 + 2D_2\dot{z}_1\dot{z}_2 + D_3\dot{z}_2^2}{2}, \quad (8)$$

где $D_1 = \frac{M_T(L-a)^2 + J_T}{L^2}$; $D_2 = \frac{M_Ta(L-a) - J_T}{L^2}$; $D_3 = \frac{M_Ta^2 + J_T}{L^2}$.

Выполним далее действия согласно исходному уравнению (1). Поскольку кинетическая энергия T_T трактора зависит только от скорости и не зависит от обобщенной координаты, то:

$$\frac{\partial T_T}{\partial q_i} = 0. \quad (9)$$

Найдем далее частные производные от кинетической энергии T_T по скоростям обобщенных координат, которые будут иметь такой вид:

$$\frac{\partial T_T}{\partial \dot{z}_1} = D_1\dot{z}_1 + D_2\dot{z}_2; \quad (10)$$

$$\frac{\partial T_T}{\partial \dot{z}_2} = D_2\dot{z}_1 + D_3\dot{z}_2. \quad (11)$$

Частные производные по времени от выражений (10) и (11) определяются следующим образом:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_T}{\partial \dot{z}_1} = D_1\ddot{z}_1 + D_2\ddot{z}_2; \quad (12)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_T}{\partial \dot{z}_2} = D_2\ddot{z}_1 + D_3\ddot{z}_2. \quad (13)$$

Определим далее потенциальную энергию E_T трактора. Она будет равна работе упругих сил переднего и заднего мостов трактора. Указанные упругие силы являются функциями соот-

ветствующих прогибов упругих элементов, которыми являются шины ходовой системы колесного трактора. Если для переднего колеса прогиб обозначить через z_{fw} , а для заднего – z_{rw} , которые будут отсчитываться от положения статического равновесия данной динамической системы, то их значения могут быть определены таким образом:

$$\left. \begin{aligned} z_{fw} &= z_1 - h_1; \\ z_{rw} &= z_2 - h_2, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

где h_1, h_2 – высоты неровностей поверхности почвы, расположенные под передними и задними колесами трактора соответственно, m .

Переменные во времени величины неровностей поверхности почвы h_1 и h_2 представляют собой те возмущения со стороны агрофона, которые и вызывают вертикальные колебания всех звеньев рассматриваемого машинно-тракторного агрегата.

У пахотно-пропашного трактора класса 3 колеса переднего и заднего мостов оборудованы одинаковыми шинами, кроме того, на эквивалентной схеме показанные шины каждого из мостов фактически являются удвоенными. С учетом вышесказанного выражение для нахождения потенциальной энергии E_T трактора будет иметь вид:

$$E_T = C_{iT} z_{fw}^2 + C_{iT} z_{rw}^2 = C_{iT} (z_{fw}^2 + z_{rw}^2). \quad (15)$$

С учетом выражения (14) потенциальная энергия E_T трактора в окончательном виде будет равна:

$$E_T = C_{iT} (z_1^2 - 2z_1h_1 + h_1^2 + z_2^2 - 2z_2h_2 + h_2^2). \quad (16)$$

Частные производные от потенциальной энергии E_T :

$$\frac{\partial E_T}{\partial z_1} = 2C_{iT} (z_1 - h_1); \quad (17)$$

$$\frac{\partial E_T}{\partial z_2} = 2C_{iT} (z_2 - h_2). \quad (18)$$

Диссипативную функцию D_T рассеивания энергии трактором определяем через силы сопротивления, пропорциональные скоростям перемещений. Указанные силы сопротивления также обусловлены шинами колес ходовой системы трактора. Как было сказано выше, для рассматриваемого нами случая, т. е. для пахотно-пропашного трактора класса 3 колеса переднего и заднего мостов имеют одинаковые шины, показанные на эквивалентной схеме как удвоенные, тогда диссипативная функция D_T рассеивания энергии трактором будет иметь вид:

$$D_T = K_{iT} \dot{z}_{fw}^2 + K_{iT} \dot{z}_{rw}^2 = K_{iT} (\dot{z}_{fw}^2 + \dot{z}_{rw}^2). \quad (19)$$

С учетом системы уравнений (14) выражение (19) для определения диссипативной функции D_T окончательно будет иметь вид:

$$D_T = K_{iT} (\dot{z}_1^2 - 2\dot{z}_1\dot{h}_1 + \dot{h}_1^2 + \dot{z}_2^2 - 2\dot{z}_2\dot{h}_2 + \dot{h}_2^2). \quad (20)$$

Частные производные для диссипативной функции D_T при этом будут иметь такие выражения:

$$\frac{\partial D_T}{\partial \dot{z}_1} = 2K_{iT} (\dot{z}_1 - \dot{h}_1); \quad (21)$$

$$\frac{\partial D_T}{\partial \dot{z}_2} = 2K_{iT} (\dot{z}_2 - \dot{h}_2). \quad (22)$$

В выражении (1) неопределенными остаются лишь обобщенные силы Q_i . Поскольку расчетная математическая модель трактора в составе рассматриваемого агрегата имеет две степени свободы, то таких обобщенных сил также будет две.

Для их определения дадим динамической системе возможное перемещение δz_1 . Перемещение заднего моста трактора при этом зафиксируем на нулевом уровне, тогда $\delta z_2 = 0$. Активными силами, которые выполняют работу на указанном возможном перемещении системы, будут силы R_G и R_P .

Вычислим сумму работ δA этих сил на возможном перемещении точки A . Она будет равна:

$$\delta A = R_G \delta z_{(R_G)} + R_P \delta z_{(R_P)} - G_T \delta z_{(G_T)}, \quad (23)$$

где $\delta z_{(R_G)}$, $\delta z_{(R_P)}$ и $\delta z_{(G_T)}$ – вертикальные перемещения точек приложения сил R_G , R_P и G_T .

Учитывая условие, что $\delta z_2 = 0$, из выражения (6) находим:

$$\delta z_{G_T} = \frac{\delta z_1 (L - a)}{L}. \quad (24)$$

По аналогии с этим можем записать:

$$\delta z_{(R_G)} = \frac{\delta z_1 (L - L_G)}{L}; \quad (25)$$

$$\delta z_{(R_P)} = \frac{\delta z_1 L_P}{L}. \quad (26)$$

В результате выражение для определения работы сил R_G и R_P на возможном перемещении динамической системы δz_1 имеет следующий вид:

$$\delta A = \left[\frac{R_G (L - L_G) + R_P L_P - G_T (L - a)}{L} \right] \delta z_1. \quad (27)$$

Из выражения (27) можем найти обобщенную силу Q_{z_1} , которая вызывает перемещение δz_1 . Она будет равна:

$$Q_{z_1} = \frac{R_G (L - L_G) + R_P L_P - G_T (L - a)}{L}. \quad (28)$$

Аналогично определяем и вторую обобщенную силу Q_{z_2} :

$$Q_{z_2} = \frac{R_G L_G + R_P (L - L_P) - G_T a}{L}. \quad (29)$$

Таким образом, найдены все составляющие, которые входят в выражение (1), и есть возможность подставить их, выполнить требуемые преобразования и получить систему, состоящую из двух дифференциальных уравнений вынужденных колебаний пахотно-пропашного трактора класса 3 в продольно-вертикальной плоскости, которая и будет представлять собой его расчетную математическую модель:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \ddot{z}_1 + A_{12} \dot{z}_1 + A_{13} z_1 + A_{14} \ddot{z}_2 &= f_{11} \dot{h}_1 + f_{12} h_1 + f_{13}; \\ A_{21} \ddot{z}_2 + A_{22} \dot{z}_2 + A_{23} z_2 + A_{24} \dot{z}_1 &= f_{21} \dot{h}_2 + f_{22} h_2 + f_{23}, \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

где $A_{11} = \frac{M_T (L - a)^2 + J_T}{L^2}$; $A_{21} = \frac{M_T a^2 + J_T}{L^2}$; $A_{12} = 2K_{iT}$; $A_{22} = A_{12}$; $A_{13} = 2C_{iT}$;

$$A_{23} = A_{13}; \quad A_{14} = \frac{M_T a (L - a) - J_T}{L^2}; \quad A_{24} = A_{14}; \quad f_{11} = f_{21} = A_{12}; \quad f_{12} = f_{22} = A_{13};$$

$$f_{13} = \frac{R_G(L - L_G) + R_P L_P - G_T(L - a)}{L}; \quad f_{23} = \frac{R_G L_G + R_P(L - L_P) - G_T a}{L}.$$

Далее, согласно принятым выше допущениям, построим расчетную математическую модель фронтально навешенного на трактор измельчителя растительных остатков.

Для исследования фронтально навешенного на трактор измельчителя растительных остатков как динамической модели, так же как и в предыдущем случае, представим его эквивалентную схему (рисунок 3). Центр масс измельчителя обозначен точкой S_G , в которую помещен центр прямоугольной декартовой системы координат xS_Gz , у которой ось x направлена горизонтально вправо, а ось z – вертикально вверх. Два опорных копирующих пневматических колеса измельчителя также представлены в виде упругодемпфирующих моделей, которые на эквивалентной схеме представлены одним колесом, имеющим удвоенные коэффициенты жесткости $2C_{tG}$ и демпфирования $2K_{tG}$. Обозначим силы, приложенные к измельчителю в продольно-вертикальной плоскости. Такими силами будут: сила веса \bar{G}_G , приложенная в точке S_G ; сила \bar{R}_G , действующая со стороны агрегирующего трактора, приложенная в точке мгновенного центра поворота его переднего навесного механизма (эта сила равна по модулю той же силе, которая уже использована нами при рассмотрении колебаний трактора, однако противоположная ей по направлению). Вертикальной составляющей силы, которая возникает на самом режущем аппарате измельчителя во время скашивания растительных остатков, ввиду ее незначительной величины, пренебрегаем.

Копирующие колеса измельчителя также имеют точечные контакты с неровностями поверхности почвы, высота которых обозначена h_3 . В продольно-вертикальной плоскости измельчитель имеет одну степень свободы, т. е. вертикальное перемещение его центра масс (точка S_G) – z_3 . Это вертикальное перемещение можно принять в качестве обобщенной координаты q_3 .

Используя исходные уравнения (1), составим дифференциальное уравнение движения (колебаний) измельчителя растительных остатков, фронтально навешенного на колесный агрегирующий трактор. Прежде всего определим кинетическую T_G и потенциальную E_G энергии измельчителя следующими выражениями:

$$T_G = \frac{M_G \dot{z}_3^2}{2}; \quad (31)$$

$$E_G = C_{tG} (z_3 - h_3)^2, \quad (32)$$

где M_G – масса измельчителя растительных остатков, (кг).

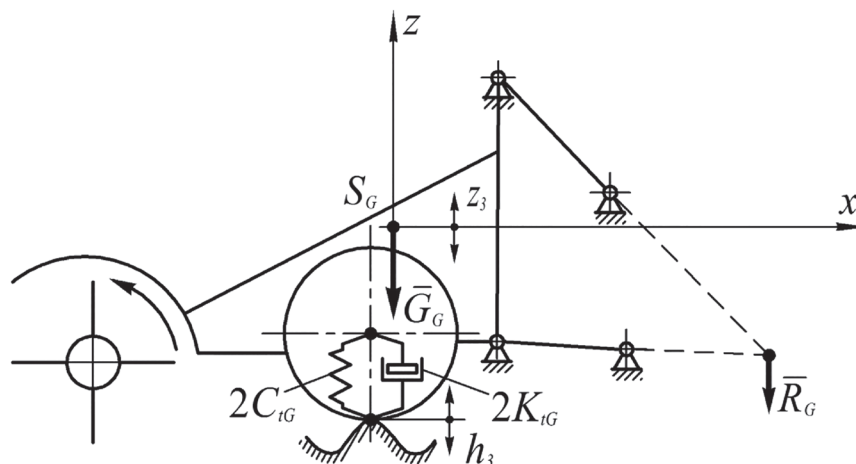


Рисунок 3. – Эквивалентная схема вертикальных колебаний фронтально навешенного на трактор измельчителя растительных остатков

Диссипативная функция D_G рассеивания энергии для измельчителя, которая прямо пропорциональна скорости вертикального перемещения его центра масс, будет определяться выражением:

$$D_T = K_{IG} (\dot{z}_3 - \dot{h}_3)^2. \quad (33)$$

Определим далее обобщенную силу. Поскольку расчетная математическая модель фронтально навешенного на трактор измельчителя растительных остатков в составе рассматриваемого агрегата имеет одну степень свободы, то будет одна обобщенная сила Q_{z_3} .

Вычислим вначале сумму работ δA всех активных сил, действующих на возможном перемещении точки S_G . Она будет равна:

$$\delta A = -(R_G \delta z_3 + G_G \delta z_3). \quad (34)$$

Обобщенная сила Q_{z_3} , которая определяется из выражения (34) и которая вызывает вертикальные перемещения центра масс (точка S_G) измельчителя, будет равна:

$$Q_{z_3} = -(R_G + G_G). \quad (35)$$

Используя полученные выражения (31)–(33) и (35), выполнив необходимые их преобразования и подстановку в уравнение (1), получим расчетную математическую модель вынужденных вертикальных колебаний измельчителя растительных остатков, фронтально навешенного на агрегирующий трактор, такого вида:

$$A_{31} \ddot{z}_3 + A_{32} \dot{z}_3 + A_{33} z_3 = f_{31} \dot{h}_3 + f_{32} h_3 + f_{33}, \quad (36)$$

где $A_{31} = M_G$; $A_{32} = 2K_{IG}$; $A_{33} = 2C_{IG}$; $f_{31} = A_{32}$; $f_{32} = A_{33}$; $f_{33} = -(R_G + G_G)$.

Используя принятые ранее допущения, построим расчетную математическую модель для задненавесного плуга.

При этом следует сразу оговорить, что агрегируемый навесной плуг может иметь опорное полевое колесо, выполненное стальным гладким, а может иметь, и это сейчас широко распространено в конструкциях современных (особенно многокорпусных) навесных плугов, опорное полевое колесо, оборудованное пневматической шиной. В этом случае задненавесной плуг данного комбинированного пахотно-измельчительного машинно-тракторного агрегата будет иметь в процессе работы свои независимые вертикальные колебания, которые также необходимо учесть. Поэтому для задненавесного плуга составляем эквивалентную схему, на которой показано опорное полевое пневматическое колесо, которое также является упругодемпсирующей моделью, представленной на эквивалентной схеме коэффициентами жесткости C_{IP} и демпфирования K_{IP} (рисунок 4). Опорное пневматическое колесо плуга также имеет точечный контакт с неровностями поверхности почвы, высота которых обозначена через h_4 .

Центр масс задненавесного плуга, обозначенный на эквивалентной схеме точкой S_P , выбран началом прямоугольной декартовой системы координат xS_Pz , у которой ось x расположена горизонтально и направлена вправо, а ось z направлена вверх. В центре масс навесного плуга приложена сила тяжести \bar{G}_P . В продольно-вертикальной плоскости на навесной плуг также действует сила \bar{R}_P , передающаяся на него со стороны агрегирующего трактора, приложенная в точке мгновенного центра поворота его заднего навесного механизма (эта сила равна по модулю той же силе, которая уже использована нами при рассмотрении колебаний трактора, однако противоположна ей по направлению). Кроме того, в этой же плоскости необходимо учесть вертикальную составляющую \bar{R}_Z тягового сопротивления \bar{R}_P . Поскольку при испытаниях плугов всегда определяют горизонтальную составляющую тягового сопротивления \bar{R}_X , а, как известно, $\bar{R}_P = \bar{R}_X + \bar{R}_Z$, то, согласно данным [12], $R_Z \approx 0,2R_X$.

В продольно-вертикальной плоскости задненавесной плуг также имеет одну степень свободы, т. е. вертикальное перемещение его центра масс (точка S_P) – z_4 . Это вертикальное перемещение центра масс плуга можно принять в качестве обобщенной координаты q_4 .

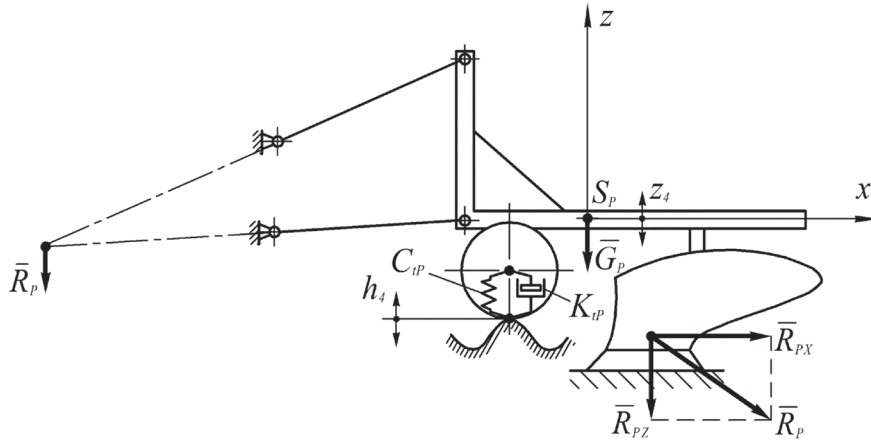


Рисунок 4. – Эквивалентная схема вертикальных колебаний задненавесного на трактор плуга

Определим кинетическую T_P и потенциальную E_P энергии плуга, а также диссипативную функцию D_P для плуга. Они будут определяться следующими выражениями:

$$T_P = \frac{M_P \dot{z}_4^2}{2}; \quad (37)$$

$$E_P = C_{tP} (z_4 - h_4)^2; \quad (38)$$

$$D_P = K_{tP} (\dot{z}_4 - \dot{h}_4)^2, \quad (39)$$

где M_P – масса задненавесного плуга, кг.

Для вычисления обобщенной силы Q_{z_4} воспользуемся известными ранее аналогичными выражениями. Так, сумма работ δA всех активных сил, действующих на возможном перемещении точки S_P , будет равна:

$$\delta A = -(R_P \delta z_4 + G_P \delta z_4 + R_{PZ} \delta z_4). \quad (40)$$

Обобщенная сила Q_{z_4} , которая определяется из выражения (40) и которая вызывает вертикальные перемещения центра масс плуга (точка S_P), будет равна:

$$Q_{z_4} = -(R_P + G_P + R_{PZ}). \quad (41)$$

Используя полученные выражения (37)–(39) и (41), после подстановки их в уравнение (1) и выполнения необходимых преобразований, получим расчетную математическую модель вертикальных колебаний задненавесного плуга такого вида:

$$A_{41} \ddot{z}_4 + A_{42} \dot{z}_4 + A_{43} z_4 = f_{41} \dot{h}_4 + f_{42} h_4 + f_{43}, \quad (42)$$

где $A_{41} = M_P$; $A_{42} = K_{tP}$; $A_{43} = C_{tP}$; $f_{41} = A_{42}$; $f_{42} = A_{43}$; $f_{43} = -(R_P + G_P + R_{PZ})$.

Дифференциальное уравнение (42) описывает колебательное движение задненавесного плуга в продольно-вертикальной плоскости.

Таким образом, если представить совместно дифференциальные уравнения вертикальных колебаний агрегирующего трактора (30), фронтально навешенного измельчителя растительных остатков (36) и задненавесного плуга (42), то получим расчетную математическую модель комбинированного пахотно-измельчительного машинно-тракторного агрегата в продольно-вертикальной плоскости:

$$\left. \begin{aligned} A_{11}\ddot{z}_1 + A_{12}\dot{z}_1 + A_{13}z_1 + A_{14}\ddot{z}_2 &= f_{11}\dot{h}_1 + f_{12}h_1 + f_{13}; \\ A_{21}\ddot{z}_2 + A_{22}\dot{z}_2 + A_{23}z_2 + A_{24}\ddot{z}_1 &= f_{21}\dot{h}_2 + f_{22}h_2 + f_{23}; \\ A_{31}\ddot{z}_3 + A_{32}\dot{z}_3 + A_{33}z_3 &= f_{31}\dot{h}_3 + f_{32}h_3 + f_{33}; \\ A_{41}\ddot{z}_3 + A_{42}\dot{z}_4 + A_{43}z_4 &= f_{41}\dot{h}_4 + f_{42}h_4 + f_{43}. \end{aligned} \right\} \quad (43)$$

Система четырех дифференциальных уравнений (43) описывает процесс вертикальных колебаний комбинированного машинно-тракторного агрегата в составе пахотно-пропашного колесного трактора, навешенного на него сзади плуга и установленного фронтального измельчителя растительных остатков, постоянные коэффициенты которых были представлены ранее.

В представленном виде входными параметрами в системе дифференциальных уравнений (43) являются:

1. Высоты неровностей поверхности почвы под передними h_1 и задними h_2 колесами агрегирующего трактора, под колесами измельчителя растительных остатков h_3 и под колесом задненавесного плуга h_4 .

Тяговое сопротивление задненавесного плуга, которое выражается вертикальной его составляющей R_{PZ} .

Некоторые конструктивные параметры данного комбинированного машинно-тракторного агрегата, которые отражены в коэффициентах f_{14} , f_{24} , f_{34} и f_{44} .

Выходными параметрами данной системы дифференциальных уравнений (43) являются вертикальные перемещения (амплитуды колебаний): переднего z_1 и заднего z_2 мостов агрегирующего трактора, центра масс z_3 фронтально навешенного измельчителя растительных остатков и центра масс z_4 задненавесного плуга.

Если в системе дифференциальных уравнений (43) осуществить преобразования Лапласа путем введения оператора $p = \frac{d}{dt}$, то получим данную систему дифференциальных уравнений в операторной форме такого вида:

$$\left. \begin{aligned} K_{11}z_1(p) + K_{12}z_2(p) &= F_{11}h_1(p) + F_{15}R_Z(p) + F_{16}; \\ K_{21}z_1(p) + K_{22}z_2(p) &= F_{22}h_2(p) + F_{25}R_Z(p) + F_{26}; \\ K_{33}z_3(p) &= F_{33}h_3(p) + F_{36}; \\ K_{44}z_4(p) &= F_{44}h_4(p) + F_{45}R_Z(p) + F_{46}, \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

где $K_{11} = A_{11}p^2 + A_{12}p + A_{13}$; $K_{12} = A_{14}p^2$; $K_{21} = A_{24}p^2$; $K_{22} = A_{21}p^2 + A_{22}p + A_{23}$; $K_{33} = A_{31}p^2 + A_{32}p + A_{33}$; $K_{44} = A_{41}p^2 + A_{42}p + A_{43}$; $F_{11} = f_{11}p + f_{12}$; $F_{15} = f_{13}$; $F_{16} = f_{14}$; $F_{22} = f_{21}p + f_{22}$; $F_{25} = f_{23}$; $F_{26} = f_{24}$; $F_{33} = f_{31}p + f_{32}$; $K_{36} = f_{34}$; $F_{44} = f_{41}p + f_{42}$; $F_{45} = f_{43}$; $F_{46} = f_{44}$.

Таким образом, в данном виде система уравнений (44) представляет собой расчетную математическую модель комбинированного пахотно-измельчительного машинно-тракторного агрегата.

Результаты и дискуссия

Влияние схемы и параметров пахотно-измельчительного машинно-тракторного агрегата на плавность его движений в продольно-вертикальной плоскости можно оценить с помощью амплитудных и фазовых частотных характеристик обработки этой динамической системой внешних возмущений. Такими возмущениями в данном случае будут:

1. Колебания высоты неровностей поверхности почвы под передними колесами трактора – h_1 .
2. Колебания высоты неровностей поверхности почвы под задними колесами трактора – h_2 .
3. Колебания высоты неровностей поверхности почвы под колесами измельчителя – h_3 .
4. Колебания высоты неровностей поверхности почвы под опорным пневматическим колесом плуга – h_4 .

5. Колебания тягового сопротивления задненавесного плуга, выраженные вертикальной ее составляющей – R_{PZ} .

После составления программы для численных расчетов на ПЭВМ системы уравнений (44) в операторной форме были проведены расчеты, которые дали возможность получить графики амплитудно-частотных и фазово-частотных характеристик. В дальнейшем их значения сравнивали с наиболее желаемыми. При этом в качестве желаемых характеристик принимались аналогичные характеристики идеальных следящих динамических систем. Следует подчеркнуть, что при воспроизведении такими идеальными динамическими системами внешних возмущений амплитудные частотные характеристики в рабочем диапазоне частот должны стремиться к нулю, а фазовые характеристики, наоборот, безгранично расти. Исходя из этого, амплитудно-частотные и фазово-частотные характеристики, полученные для исследуемого машинно-тракторного агрегата, которые являются наиболее близкими к желаемым, и будут наиболее приемлемыми для оценки динамического и конструктивного его совершенства.

По данным проведенных нами лабораторно-полевых экспериментальных исследований и их обработки на ПК статистическими методами установлено, что основной спектр дисперсий колебаний профиля неровностей поверхности почвы был сосредоточен в достаточно широком диапазоне частот – $0...15 \text{ м}^{-1}$. Аргументом данной нормированной спектральной плотности является частота ω , в м^{-1} (рисунок 5а). Далее был осуществлен переход к аргументу t (с), в результате была получена нормированная спектральная плотность колебаний неровностей профиля поверхности почвы, график которой представлен на рисунке 5б.

Анализируя данные (рисунок 5а), видим, что рабочий диапазон частот такого входного параметра, как колебания неровностей поверхности почвы, составляет $0...30 \text{ с}^{-1}$ (т. е. $0...4 \text{ Гц}$), его и будем использовать в дальнейших теоретических исследованиях.

В первую очередь рассмотрим динамику вертикальных колебаний переднего моста трактора во время его движения в составе пахотно-измельчающего агрегата. При этом, как подчеркивали ранее, расчетные амплитудные и фазовые частотные характеристики будем анализировать в том частотном диапазоне, в котором сосредоточена практически вся дисперсия колебаний неровностей агрофона, т. е. $0...30 \text{ с}^{-1}$ (рисунок 5).

Результаты расчетов на ПЭВМ дали возможность установить влияние упругих свойств пневматических шин колес агрегирующего трактора, опорно-копирующих колес измельчителя растительных остатков и полевых опорных колес задненавесного плуга на плавность движений данного комбинированного машинно-тракторного агрегата.

Результаты проведенных расчетов показали, что увеличение коэффициентов жесткостей пневматических шин колес составных элементов комбинированного машинно-тракторного агрегата способствует улучшению его реагирования на возмущающее воздействие. Наиболее наглядно это прослеживается по виду амплитудно-частотной характеристики переднего моста трактора (рисунок 6).

Как видно из графиков (рисунок 6), при увеличении величины C_{IT} от $250 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$ до $450 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$ амплитудно-частотные характеристики уменьшаются, что является наиболее желательным,

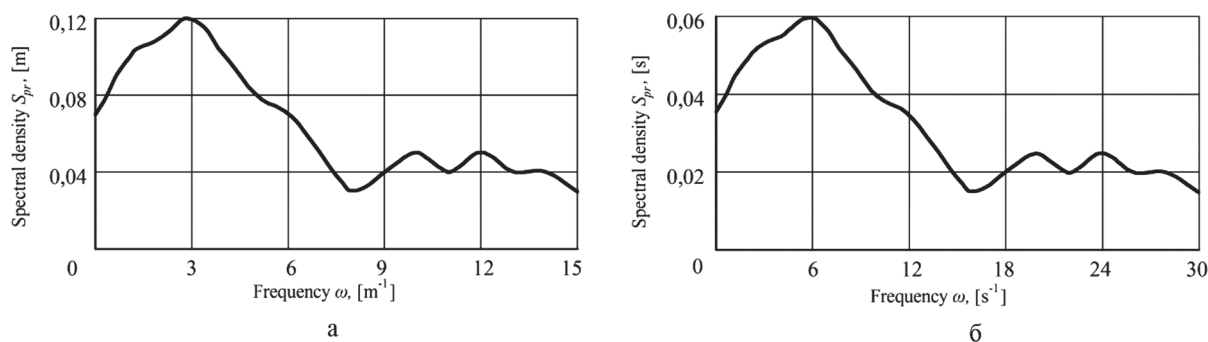
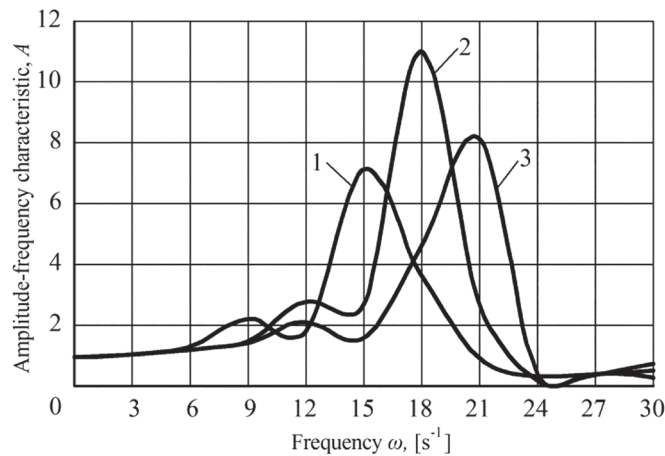


Рисунок 5. – Нормированная спектральная плотность S_{pr} колебаний продольного профиля неровностей поверхности почвы в зависимости от частоты ω (а) и от времени t (б)



1 – 250 кН·м⁻¹; 2 – 350 кН·м⁻¹; 3 – 450 кН·м⁻¹

Рисунок 6. – Амплитудно-частотная характеристика вертикальных колебаний переднего моста трактора при воспроизведении им колебаний профиля поверхности почвы при различных коэффициентах C_{IT} жесткости шин его колес

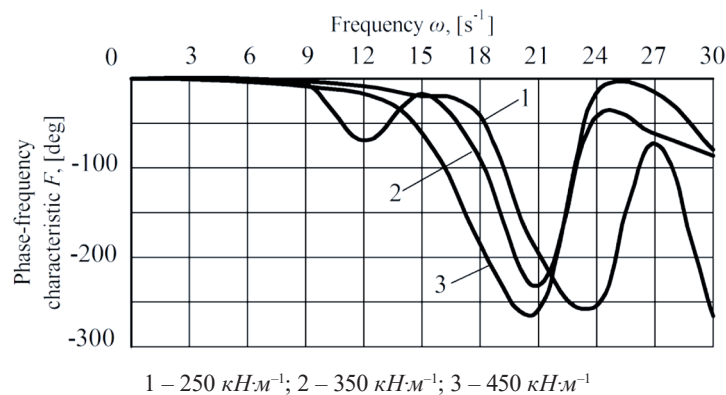
а их резонансные пики смещаются в сторону более высоких частот колебаний неровностей продольного профиля поверхности почвы. Это объясняется тем, что с увеличением коэффициента C_{IT} уменьшаются упругие свойства пневматических шин колес. В результате данное динамическое звено обрабатывает входной сигнал с меньшим коэффициентом усиления. Однако совершенно очевидно, что такой характер хода амплитудно-частотных характеристик имеет место при $\omega > 12 \text{ с}^{-1}$, или почти 2 Гц .

Запаздывание реакции агрегата на возмущающее воздействие мало зависит от величин жесткостей пневматических шин колес трактора. В диапазоне частот колебаний возмущающего воздействия $0..9 \text{ с}^{-1}$ разница между полученными фазовыми сдвигами на фазово-частотной характеристике практически отсутствует (рисунок 7).

При этом следует подчеркнуть, что результаты проведенного нами исследования также показали, что жесткости C_{IT} пневматических шин задних колес агрегирующего трактора, так же как и его передних колес, аналогично влияют на динамику вертикальных колебаний энергетического средства данного комбинированного машинно-тракторного агрегата.

Однако установлено, что в отличие от жесткостей передних и задних колес агрегирующего трактора коэффициенты сопротивления деформаций K_{IT} пневматических шин его колес мало влияют на плавность движения пахотно-измельчительного машинно-тракторного агрегата.

Очень важным моментом исследований является определение степени взаимного влияния колебаний переднего и заднего мостов трактора. Расчетные амплитудно-частотные характери-



1 – 250 кН·м⁻¹; 2 – 350 кН·м⁻¹; 3 – 450 кН·м⁻¹

Рисунок 7. – Фазово-частотная характеристика вертикальных колебаний переднего моста трактора при воспроизведении им колебаний профиля поверхности почвы при различных коэффициентах C_{IT} жесткости шин его колес

стики показывают, что динамика их вертикальных перемещений является независимой. Так, если колебания профиля неровностей поверхности почвы под передними колесами трактора обуславливают соответствующую реакцию его переднего моста, то эти же колебания практически не влияют на динамику вертикальных перемещений колес заднего моста (рисунок 8). Даже в резонансном режиме при $\omega = 12 \text{ c}^{-1}$ (рисунок 8) значение рассматриваемой амплитудно-частотной характеристики является настолько малым, что не превышает значения 0,04.

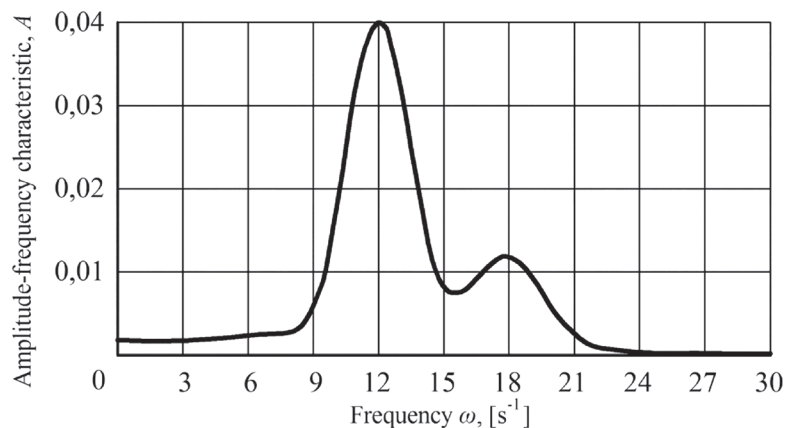
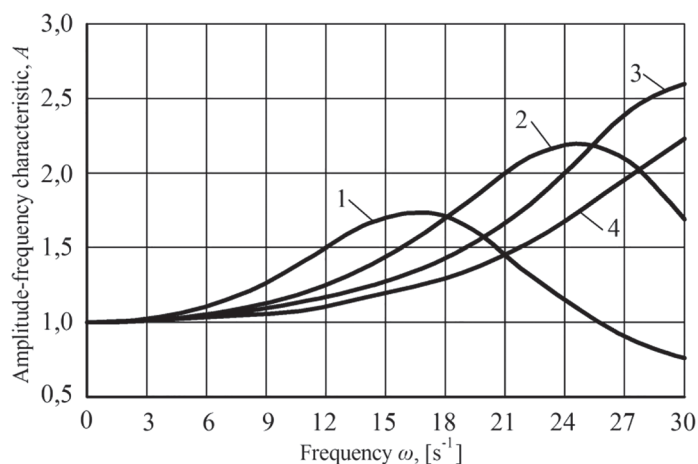


Рисунок 8. – Амплитудно-частотная характеристика колебаний заднего моста трактора при воспроизведении им колебаний профиля поверхности почвы под его передними колесами

Характер вертикальных перемещений фронтального измельчителя растительных остатков, будучи независимым от колебаний трактора, зависит от некоторых собственных конструктивных параметров. В первую очередь к ним относится коэффициент C_{tG} жесткости шин опорных колес. Для каждого рассматриваемого нами значения этого параметра с увеличением частоты колебаний неровностей профиля поверхности почвы амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний измельчителя вначале растут, а после достижения своего максимума - снижаются, что является весьма желательным (рисунок 9).



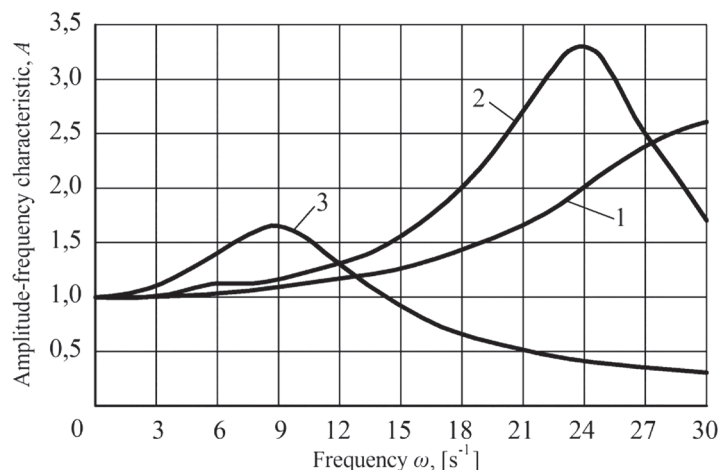
1 – 50 кН·м⁻¹; 2 – 100 кН·м⁻¹; 3 – 150 кН·м⁻¹; 4 – 200 кН·м⁻¹

Рисунок 9. – Амплитудно-частотная характеристика вертикальных колебаний рамы измельчителя при воспроизведении им колебаний профиля поверхности почвы при различных коэффициентах C_{tG} жесткости шин

В интервале частот $\omega = 0 \dots 16 \text{ c}^{-1}$ (то есть там, где сосредоточена наибольшая часть дисперсии колебаний профиля поверхности почвы (рисунок 5)) такое снижение обеспечивает увеличение значения коэффициента C_{tG} с 100 кН·м⁻¹ до 150 кН·м⁻¹. На практике принимать значение C_{tG} большим нет необходимости, поскольку амплитудно-частотная характеристика в диапазоне

частот $\omega = 0 \dots 16 \text{ c}^{-1}$ при этом уменьшается незначительно (кривая 4, рисунок 9). Устанавливать же значение коэффициента C_{iG} менее $100 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$ нецелесообразно, так как соответствующая амплитудно-частотная характеристика при этом нежелательно растет (кривая 1, рисунок 9).

Вторым конструктивным параметром, влияющим на динамику вертикальных колебаний измельчителя растительных остатков, является его эксплуатационная масса M_G . Увеличение ее значения с 300 кг до 500 кг приводит к нежелательному подъему амплитудно-частотной характеристики отработки измельчителем колебаний профиля поля (кривая 2, рисунок 10).



1 – = 300 кг ; = $150 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$; 2 – = 500 кг ; = $150 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$; 3 – = 300 кг ; = $25 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$

Рисунок 10. – Амплитудно-частотная характеристика вертикальных колебаний рамы измельчителя при воспроизведении им колебаний профиля поверхности почвы при различной массе и коэффициенте жесткости шин

И этот результат не удастся улучшить даже путем существенного уменьшения коэффициента жесткости C_{iG} пневматических шин данного фронтального орудия – до $25 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$. Амплитудно-частотная характеристика при этом уменьшается, причем на частотах $\omega > 14 \text{ c}^{-1}$ она вообще становится меньше единицы (кривая 3, рисунок 10). Однако на значимых для работы агрегата частотах колебаний профиля поверхности почвы $\omega = 0 \dots 9 \text{ c}^{-1}$ значение этой характеристики значительно превышает то, которое характеризует вертикальные колебания измельчителя массой M_G , равной 300 кг (кривая 1, рисунок 10). Отсюда следует, что увеличение эксплуатационной массы M_G фронтально навешенного измельчителя растительных остатков является нецелесообразным.

Следующим важным моментом аналитического исследования является определение влияния колебаний тягового сопротивления R_{PX} плуга на плавность движения пахотно-измельчительного агрегата. Для этого в первую очередь необходимо знать внутреннюю структуру процесса колебаний силы R_{PX} . Такой информацией, как известно, обладают ее корреляционная функция и спектральная плотность.

Анализ полученных нами ранее экспериментальных данных показывает, что колебания тягового сопротивления плуга имеют аперриодический и относительно высокочастотный характер. Средняя длительность корреляционной связи для процесса изменения этого параметра составляет примерно $1,6 \text{ с}$ (рисунок 11а).

Частотный диапазон дисперсии колебаний тягового сопротивления почвообрабатывающего орудия равен при этом $0 \dots 25,0 \text{ c}^{-1}$ (рисунок 11б). Но поскольку основная часть данной статистической характеристики приходится на частоты $0 \dots 15 \text{ c}^{-1}$, то в пределах именно этого диапазона и будем проводить последующий анализ.

Сначала оценим, как влияют колебания тягового сопротивления плуга на плавность движения заднего моста трактора при различных значениях коэффициента C_{iG} жесткости его шин. В диапазоне частот $\omega = 0 \dots 6 \text{ c}^{-1}$ колебаний силы амплитуда вертикальных перемещений за-

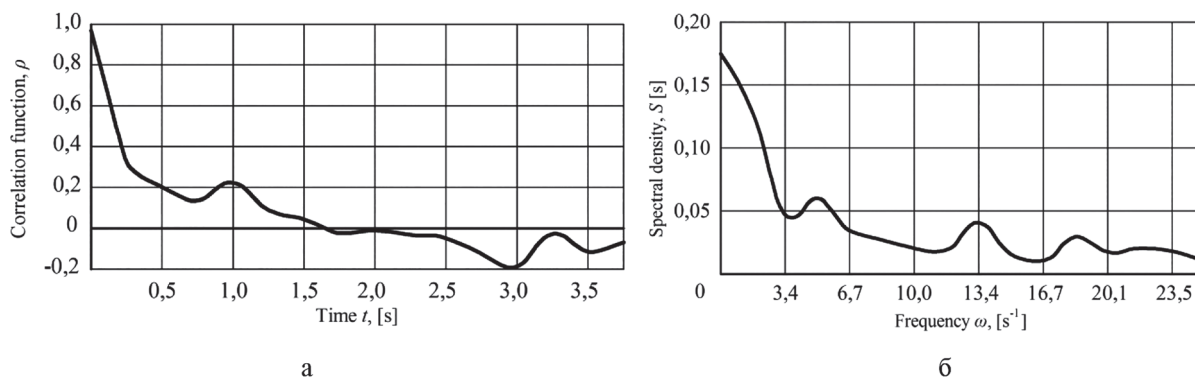
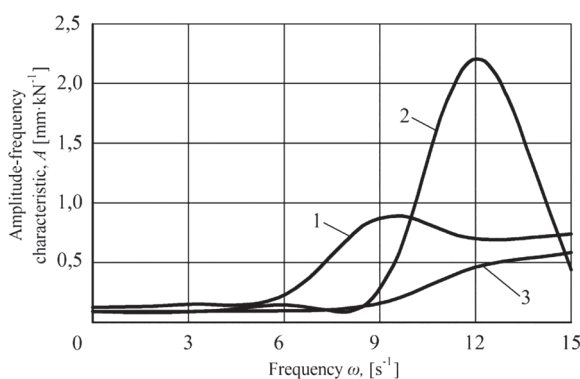
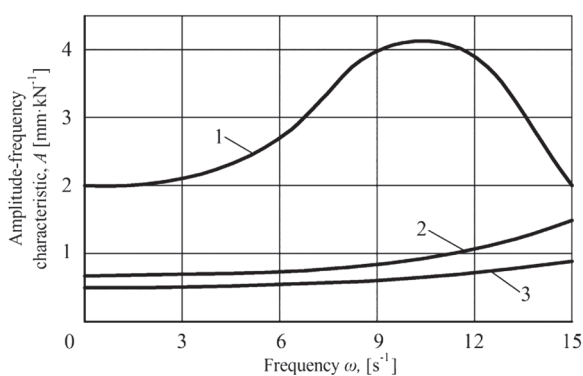


Рисунок 11. – Нормированная корреляционная функция (а) и нормированная спектральная плотность (б) колебаний тягового сопротивления плуга в составе пахотно-измельчительного машинно-тракторного агрегата



1 – $250 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$; 2 – $350 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$; 3 – $450 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$

Рисунок 12. – Амплитудно-частотная характеристика вертикальных колебаний заднего моста трактора при воспроизведении им колебаний тягового сопротивления задненавесного плуга при различных коэффициентах



1 – $100 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$; 2 – $150 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$; 3 – $200 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$

Рисунок 13. – Амплитудно-частотная характеристика вертикальных колебаний плуга при воспроизведении им колебаний собственного тягового сопротивления при различных коэффициентах жесткости шин его опорного полевого колеса

днего моста трактора является практически независимой от изменения значения коэффициента C_{IG} (рисунок 12).

Вне этого диапазона частот имеет место следующая тенденция: чем больше значение коэффициента C_{IG} , тем менее задний мост трактора реагирует на колебания тягового сопротивления плуга. То есть чем жестче пневматическая шина, тем меньше ее упругие свойства и, следовательно, меньше амплитуда ее прогиба от воздействия возмущающего фактора – колебаний силы R_{PK} .

И, наконец, нами исследована реакция задненавесного плуга на колебания собственного тягового сопротивления. Как показывает анализ амплитудно-частотных характеристик (рисунок 13), уменьшение жесткости C_{ip} пневматической шины его опорного полевого колеса приводит к ухудшению динамики движения плуга в продольно-вертикальной плоскости. Наиболее явно это наблюдается, когда коэффициент C_{ip} равен $100 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$ (кривая 1, рисунок 13).

Исходя из анализа рисунка 13, коэффициент жесткости шины опорного пневматического колеса плуга должен быть не менее $150 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$. При меньшем его значении (кривая 1, рисунок 13) нежелательно и существенно возрастает амплитудно-частотная характеристика, отражающая процесс плавности хода плуга в зависимости от колебаний его тягового сопротивления.

Выводы

1. Для новой конструкции пахотно-измельчительного машинно-тракторного агрегата разработана эквивалентная схема, включающая три составных элемента рассматриваемой динамической системы, к которым приложены активные силы, возмущающие воздействия в виде заданных неровностей поверхности почвы, пневматические колеса ходовой системы аппроксимированы упругодемпфирующими моделями, заданы линейные и угловые параметры.

2. На основании использования исходных уравнений динамики в форме Лагранжа 2-го рода, определенных обобщенных координат, выражений кинетических и потенциальных энергий и диссипативных функций получена система дифференциальных уравнений, описывающих вертикальные колебания исследуемого комбинированного машинно-тракторного агрегата.

3. Анализ амплитудных и фазовых частотных характеристик этого агрегата, рассчитанных на основе полученных дифференциальных уравнений его вертикальных колебаний, показал, что для повышения плавности (устойчивости) движения трактора тягового класса 3 жесткость шин его ходовых колес следует повышать до значения, равного $450 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$. В этом случае амплитудно-частотные характеристики, отражающие реакцию трактора на возмущающие воздействия, желательны снижаются, а их максимальные значения смещаются в сторону более высоких частот, а значит меньших дисперсий колебаний профиля поверхности почвы. Фазово-частотные характеристики, отражающие запаздывание реакции трактора на внешние возмущающие воздействия, при этом отличаются мало.

4. В интервале расположения основного спектра частот колебаний профиля поля $\omega = 0 \dots 16 \text{ с}^{-1}$ (что характерно для их большинства) жесткость шин опорных колес измельчителя растительных остатков и шины опорного колеса задненавесного плуга должна быть на уровне $150 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$. Как следует из анализа амплитудно-частотных характеристик, выполнение такого требования обеспечит наименьшее влияние этих орудий на динамику вертикальных колебаний трактора при его работе в составе данного комбинированного пахотно-измельчительного агрегата.

5. С целью обеспечения удовлетворительной плавности (устойчивости) движения трактора эксплуатационную массу фронтально навешенного измельчителя растительных остатков увеличивать не следует. В противном случае амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний агрегирующего трактора нежелательно возрастают настолько, что их не удастся улучшить даже шестикратным (с 150 до $25 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-1}$) снижением коэффициента жесткости шин опорных колес фронтального измельчителя.

6. Разработанная методика построения расчетной математической модели данного комбинированного машинно-тракторного агрегата может быть использована при исследовании динамики других сельскохозяйственных машин и машинных агрегатов.

Литература

1. Василенко, П. М. Об уравнениях динамики систем с неголономными связями / П. М. Василенко // Земледельческая механика: сб. тр. / П. М. Василенко. – Москва: Машиностроение, 1968. – Т. II. – С. 26–34.
2. Василенко, П. М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий / П. М. Василенко // Сборник трудов по земледельческой механике / П. М. Василенко. – Москва: Машиностроение, 1954. – Т. 2. – С. 73–92.

3. Василенко, П. М. О методике механико-математических изысканий при разработке сельскохозяйственной техники / П. М. Василенко // Бюллетень технической информации. – Москва: ГОСНИТИ, 1962. – 230 с.
4. Василенко, П. М. Введение в сельскохозяйственную механику / П. М. Василенко. – Киев: Сельхозобразование, 1996. – 252 с.
5. Гячев, Л. В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов / Л. В. Гячев. – Ростов н/Д: Изд-во Ростовского университета, 1976. – 192 с.
6. Гячев, Л. В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / Л. В. Гячев. – Москва: Машиностроение, 1981. – 206 с.
7. Кутьков, Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г. М. Кутьков. – Москва: КолосС, 2004. – 504 с.
8. Гуськов, А. В. Определение рационального коэффициента кинематического несоответствия и схемы привода ведущих мостов колесного трактора / А. В. Гуськов // Вестник Белорусского национального технического университета. – 2008. – № 6. – С. 64–67.
9. Трепененков, И. И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / И. И. Трепененков. – М.: Государственное науч.-техн. изд-во машиностроительной литературы, 1963. – 272 с.
10. Pădureanu, V. Theoretical research to improve traction performance of wheeled tractors by using supplementary driven axle / V. Pădureanu, M. I. Lupu, C. M. Canja. – Proceedings of 5th International Conference «Computational Mechanics and Virtual Engineering» COMEC 2013, Brasov, Romania, 24-25 October, 2013. – Pp. 410–415.
11. Фаробин, А. Я. Теория поворота транспортных машин / А. Я. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 174 с.
12. Кленин, Н. И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины: Элементы теории рабочих процессов, расчет регулировочных параметров и режимов работы / Н. И. Кленин, В. А. Сакун. – М.: Колос, 1980. – 671 с.

УДК 677.027.

Поступила в редакцию 04.10.2018

Received 04.10.2018

Э. В. Новиков^{1,2}, А. В. Безбабченко¹

¹Федеральное государственное бюджетное научное учреждение
«Всероссийский научно-исследовательский институт механизации льноводства» (ФГБНУ ВНИИМЛ)
г. Тверь, Российская Федерация

²Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Костромской государственный университет» (ФГБОУ ВО «КТУ»)
г. Кострома, Российская Федерация
e-mail: edikl@kmtn.ru; vniiml44@mail.ru

СОСТОЯНИЕ И КОНЦЕПЦИЯ РАЗВИТИЯ СУШИЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ ЛУБЯНЫХ КУЛЬТУР И ВОЛОКНА ИЗ НИХ

Проанализировано существующее состояние сушильных машин на льнозаводах, представлены концептуальные положения их разработки в современных условиях, поставлены задачи, которые должны быть реализованы при разработке и проектировании энергосберегающих сушильных машин для лубяных культур.

Ключевые слова: сушка, сушильное оборудование, лен-долгунец, масличный лен, промышленная конопля, волокно, агент сушки, характеристики.

E. V. Novikov^{1,2}, A. V. Bezbabchenko¹

¹The Federal State Budgetary Scientific Institution
«All-Russia Research and Development Institute of Flax Growing Mechanization»
Tver, Russian Federation

²Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Kostroma State University»
Kostroma, Russian Federation
e-mail: edikl@kmtn.ru; vniiml44@mail.ru

CONDITION AND CONCEPT OF DEVELOPMENT OF DRYING MACHINES FOR BAST CROPS AND FIBER FROM THEM

The existing condition of drying machines on flax-mills is analyzed, conceptual provisions of their development in modern conditions are presented, tasks which have to be realized at development and design of energy saving drying machines for bast crops are set.

Keywords: drying, drying equipment, flax, oil flax, industrial hemp, fiber, drying agent, characteristics.