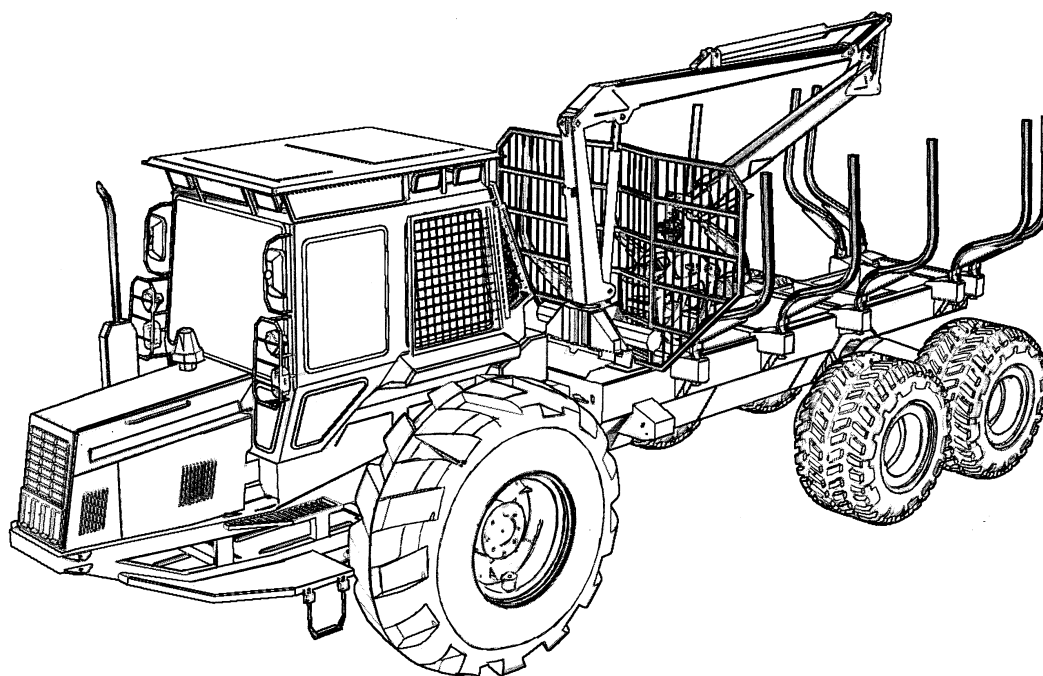


Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра лесных машин и технологии лесозаготовок

РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ И МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ЛЕСНЫХ МАШИН

Методическое пособие к практическим занятиям по
дисциплине "Динамика машин и виброзащита"
для студентов специальности 1-36 05 01



Минск 2003

УДК 630.36.001

Рассмотрено и рекомендовано для издания редакционно-издательским советом университета.

Составители: А.В. Жуков, Д.В. Клоков

Научный редактор профессор, д.т.н. Н.П. Вырко

Рецензенты: ученый секретарь НЦ ПММ НАН Беларуси
канд. техн. наук С.В. Харитончик;
заведующий кафедрой транспорта леса БГТУ канд. техн.
наук М.Т. Насковец

Рассмотрена методика моделирования динамических процессов динамики лесных машин различного типа. Приведены указания к выполнению практических работ по дисциплине "Динамика машин и виброзащита" в соответствии с содержанием рабочей программы курса.

По тематическому плану изданий ведомственной литературы университета на 2000 г. Поз. 20.

Для студентов спец. 1-36 05 01 "Машины и оборудование лесного комплекса".

© Учреждение образования
"Белорусский государственный
технологический университет", 2003

© Жуков А.В., Клоков Д.В.,
составление, 2003

ВВЕДЕНИЕ

В учебном плане подготовки инженера-механика специальности 1-36 05 01 специализации "Машины и механизмы лесной промышленности" предусмотрено выполнение практических работ по дисциплине "Динамика машин и виброзащита".

Содержание курса предусматривает рассмотрение динамических характеристик рабочих процессов лесных машин. Наиболее сложными для усвоения являются вопросы, связанные с разработкой эквивалентных динамических расчетных схем машин, составлением уравнений движения, их решением и анализом результатов. С целью более полного усвоения этих вопросов и конкретных задач по динамике лесных машин различного типа они включены в перечень выполняемых задач, содержание которых изложено в данном методическом пособии.

Рассматриваются расчетные схемы и соответствующие математические модели движения трелевочных машин с шарнирно-сочлененной и жесткой рамами, а также колесных погрузочно-транспортных машин типа 4К4 и 6К6 и лесовозного автопоезда. Приведен пример анализа динамики манипуляторных машин при выполнении погрузочно-разгрузочных операций.

1. СТРУКТУРА РАСЧЕТНЫХ СХЕМ ЛЕСНЫХ МАШИН

Лесная машина в общем случае представляет собой сложную многомассовую систему со многими степенями свободы, имеющими существенные нелинейности. Проводить анализ такой системы сложно и не всегда целесообразно, в связи с чем реальную систему заменяют эквивалентной динамической системой, более простой, однако адекватной ей по основным критериям.

Колесная лесотранспортная машина, имеющая жесткую раму и транспортирующая пачку древесины в погруженном положении, может быть идеализирована в виде абсолютно твердого тела с одним центром масс, движение которого рассматривается с учетом действующих сил.

Колесный трелевочный трактор с шарнирно-сочлененной рамой и захватом может быть идеализирован двумя абсолютно твердыми телами с центрами масс O_1 и O_2 , соединенными двухстепенным шарниром (рис. 1, а). Пачка деревьев также в первом приближении рассматривается как твердое тело с массой, приве-

денной к точке O_3 , соединяется с трактором трехступенным шарниром.

Транспортно-погрузочная машина, в отличие от трелевочного трактора, не имеет шарнирной связи с грузом, а его масса (сортименты) приводится к массе прицепной полурамы (рис. 1,б).

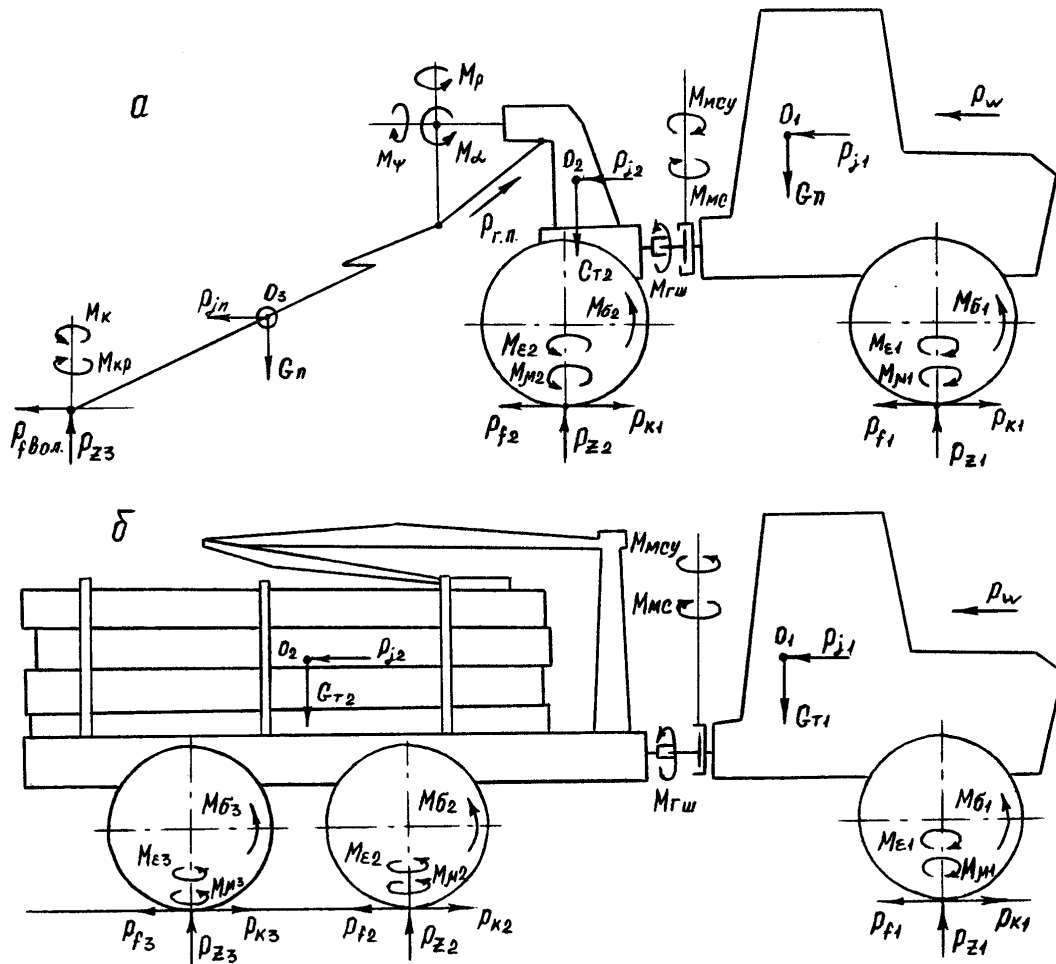


Рис. 1. Приведенные расчетные схемы лесных колесных машин:
а – трелевочной, б – погрузочно-транспортной

На динамические системы действуют силы тяжести G_{T1} , G_{T2} , G_n , силы инерции P_{j1} , P_{j2} , P_{jn} , приложенные к центрам масс O_1 , O_2 , O_3 выделенных частей, и внешние (консервативные) силы: силы сопротивления качению колес P_{f1} , P_{f2} , P_{f3} ; сила сопротивления волочению пачки $P_{вол}$; касательные силы тяги $P_{к1}$, $P_{к2}$, $P_{к3}$. В случае управляемого движения машины в шарнире полусекций возникает активный складывающийся момент $M_{мсу}$ механизма поворота трактора, в точках контакта колес и пачки с

опорной поверхностью возникают моменты сопротивления повороту $M_{\mu 1}, M_{\mu 2}, M_{\mu 3}, M_{\mu \text{кр}}$.

В такой постановке системы рассматриваются как жесткие и могут быть применены (практически применяются для решения целого ряда задач), когда можно пренебречь влиянием консервативных сил и моментов, возникающих из-за наличия упругих связей и других особенностей, вытекающих из целей и задач исследований. Это может иметь место на первоначальных стадиях оценки технико-эксплуатационных показателей машин при анализе распределения веса колесных и гусеничных машин по опорам корпуса, тягово-сцепных свойств, определении показателей криволинейного движения.

При необходимости получения уточненных данных и углубленного изучения динамических процессов, возникающих в динамической системе, учитываются дополнительно консервативные силы и моменты, вызванные работой упругих элементов системы. Это прежде всего продольные, боковые и вертикальные силы в точке контакта колеса с опорной поверхностью ($P_{\delta \times i}, P_{\mu y i}, P_{\varepsilon z i}$) и соответствующие моменты $M_{\delta i}, M_{\mu i}, M_{\varepsilon i}$. В гидроприводе механизма складывания полурам возникает момент $M_{\text{мс}}$ (при отсутствии воздействия оператора на рулевой привод), а также при введении упругого элемента в горизонтальном шарнире – момент $M_{\text{гш}}$. В гидрополиспасте технологического оборудования трелевочного трактора возникает динамическая сила $P_{\text{гп}}$, в шарнирах продольного и поперечного отклонений пачкового захвата – моменты M_{α} и M_{ψ} , в ротаторе, при его включении, – $M_{\text{р}}$. При изгибной деформации пачки возникают упругие силы $P_{\text{пх}}, P_{\text{пу}}, P_{\text{пз}}$, кроны – упругие силы $P_{\text{кх}}, P_{\text{ку}}, P_{\text{кз}}$ и момент $M_{\text{к}}$. Все рассмотренные консервативные силы и моменты включают соответствующие составляющие сил веса, сил упругости и сопротивлений (диссипации энергии).

В такой постановке с более высокой точностью могут решаться все перечисленные выше задачи, а также определяться дополнительно внутренние силы и моменты, возникающие в элементах связи. Появляется возможность анализа сложных динамических явлений в элементах связи полурам трактора, технологи-

ческого оборудования и предмета труда, точках контакта пачки деревьев и колес машины с грунтовой поверхностью.

Уравнение тягового баланса, рассматриваемое обычно как уравнение прямолинейного движения "жесткой" машины, может быть представлено и в форме, учитывающей наличие дополнительных сил и моментов, вызванных работой упругих элементов системы. В этом случае появляется возможность оценки составляющих тягового баланса с учетом дополнительных динамических составляющих, а следовательно, и составляющих общего потока мощности двигателя машин. Причем, как показывают исследования, отдельные из этих затрат мощности при определенных условиях и режимах работы весьма существенны (рулевое управление, подвеска, привод технологического оборудования).

В данном случае расчетная динамическая схема колесного трелевочного трактора (рис. 1, а) может быть представлена в виде, показанном на рис. 2.

Абсолютно твердые тела, представленные приведенными массами M_{T1} , M_{T2} , соединенные шарниром с двумя степенями свободы в точке C_1 , находятся на упругих основаниях (шины) в точках контакта колес с грунтом, податливых в вертикальном, боковом и продольном направлениях. Податливые основания характеризуются коэффициентами жесткости $c_{шix}$, $c_{шиу}$, $c_{шиz}$ (i – порядковый номер оси). Упругий элемент гидравлического механизма складывания характеризуется коэффициентом жесткости $c_{мс}$. Пачка деревьев, представленная шарнирно-соединенным в точке O_3 жестким безынерционным стержнем с дискретными массами m_1 , m_2 , m_3 , включает упругий элемент, имеющий жесткости c_{3x} , c_{3y} . Податливость кроны пачки деревьев в вертикальном, боковом и продольном направлениях учитывается коэффициентами жесткости c_{kz} , c_{ky} , c_{kx} . Пачка подвешена на стреле с помощью трехстепенного шарнира и дополнительно соединена с технологическим оборудованием через гидрополиспаст, приведенная жесткость которого $c_{гп}$. Упругие свойства ротатора представлены коэффициентом жесткости c_p . Соответствующими характеристиками жесткости могут быть представлены упругие свойства шин и кроны деревьев на скручивание в площадках контакта с грунтом. Диссипативные свойства упругих связей систе-

мы учитываются коэффициентами сопротивлений k с соответствующими индексами (рис. 2).

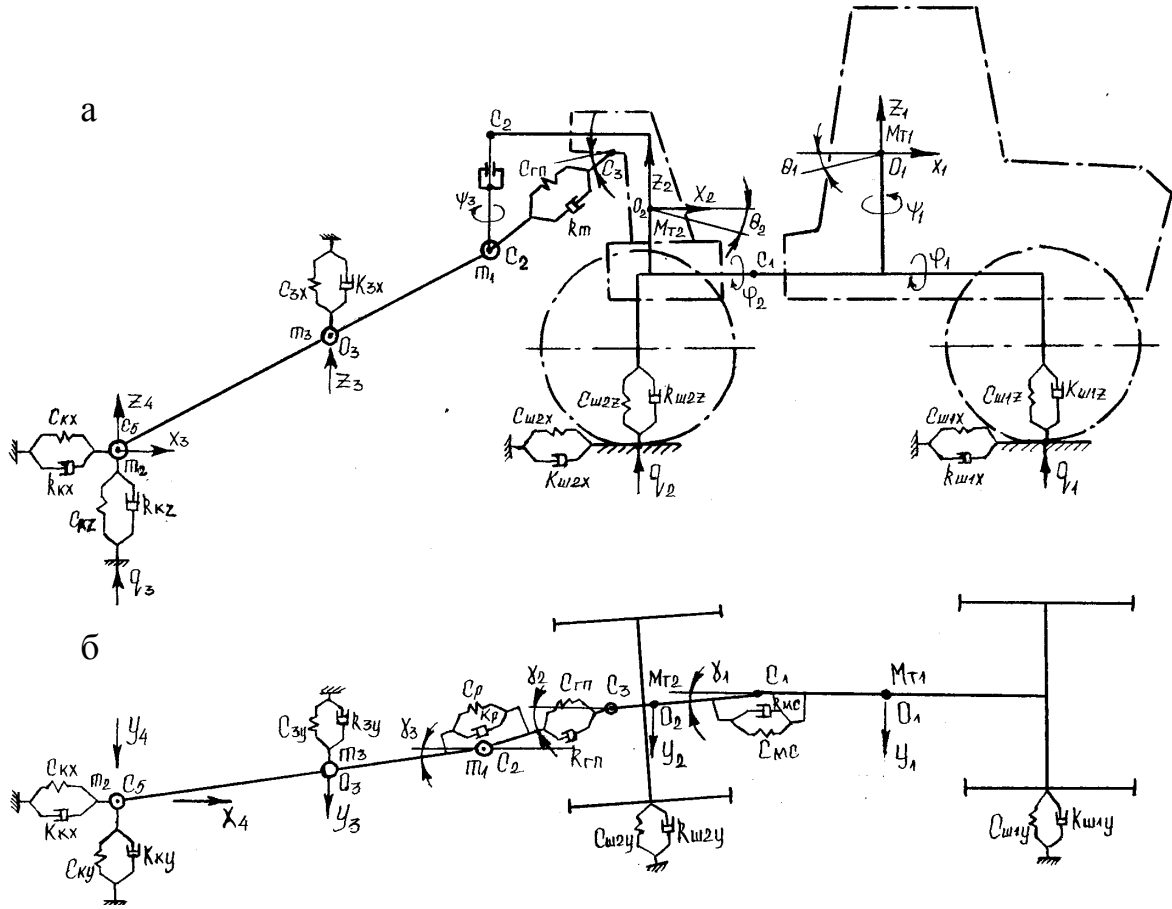


Рис. 2. Расчетная динамическая схема колесной трелевочной машины с учетом наличия упругих связей звеньев системы: а – продольная вертикальная плоскость; б – горизонтальная плоскость

При моделировании движения в соответствии с данной расчетной схемой возможно исследование динамического взаимодействия трактора с неровностями волока. В этом случае, помимо перечисленных ранее внешних сил, в рассмотрение принимаются возмущающие силы, возникающие в точках контакта колес трактора, а в отдельных случаях и кроны, с неровностями волока. Динамическая система в рассматриваемом варианте имеет двадцать две степени свободы, которые характеризуются обозначенными на схеме обобщенными координатами.

Как видно из приведенного описания, данная расчетная схема и соответствующая ей математическая модель являются довольно сложными, даже несмотря на то, что в них не учтены такие подсистемы, как двигатель и трансмиссия.

В ряде случаев, особенно при изучении динамических процессов трансмиссии, может выделяться система "двигатель–трансмиссия–трактор" без учета колебательных процессов двигателя и ходовой части [1] с ведением моментов инерции двигателя и трактора к крайним массам. Эту схему (рис. 3) можно принимать для изучения динамических нагрузок в трансмиссии на всех режимах движения и трогания машины с места, а также режимах поворота и буксования.

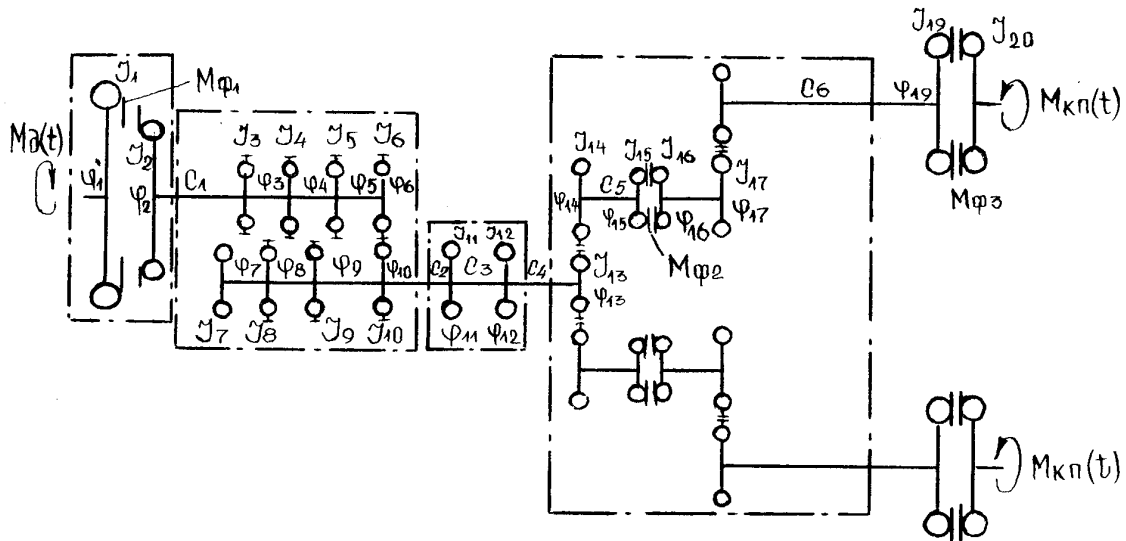


Рис. 3. Приведенная динамическая схема системы "двигатель – трансмиссия – гусеничный трактор": $M_{\phi 1}$, $M_{\phi 2}$, $M_{\phi 3}$ – фрикционные элементы, моделирующие связи дисков муфты сцепления, бортовых фрикционов и гусеничной цепи трактора с волоком

Эквивалентная динамическая схема включает дискретные вращающиеся массы с моментами инерции $J_1 - J_{20}$, связанные упругими элементами с коэффициентами жесткости $c_1 - c_6$ и фрикционными связями. На рис. 3 $J_1 - J_{10}$ – моменты инерции двигателя, муфты сцепления шестерен и коробки передач; J_{11} и J_{12} – моменты инерции участков карданной передачи; $J_{13} - J_{18}$ – моменты инерции шестерен главной и бортовых передач, а также бортовых фрикционов; J_{19} – приведенные моменты инерции ходовой системы; J_{20} – моменты инерции поступательно перемещающихся масс трактора и пачки, приведенные к оси ведомого вала бортовой передачи; ϕ_i – углы поворота соответствующих

масс; $M_d(t)$ – крутящий момент двигателя; $M_{кп}(t)$ и $M_{кл}(t)$ – крутящие моменты на правой и левой ведущих звездочках. Данная многомассовая динамическая схема дает возможность проводить анализ динамической нагруженности трансмиссии на всех режимах движения и трогания с места, включая режимы поворота и буксования одной или нескольких фрикционных пар.

Однако, обычно в зависимости от задач исследований рассмотренная расчетная схема упрощается. В основном это заключается в сокращении количества участков трансмиссии путем объединения малых масс, имеющих связи большой жесткости, и приведения моментов инерции, коэффициентов жесткости и крутящих моментов к оси коленчатого вала или к валам бортовых передач.

При соответствующем обосновании [1] для оценки динамической нагруженности трансмиссии трелевочного трактора может быть использована шестимассовая эквивалентная система (рис. 4), пригодная при рассмотрении режима трогания трактора с места и прямолинейном движении с допустимо малым (менее 6%) буксованием гусеничной цепи.

Движение системы описывается обобщенными координатами φ_1 – φ_6 , к крайним элементам приложены крутящие моменты $M_d(t)$ и $M_k(t)$ – от двигателя и волока. Выделенные участки трансмиссии представлены приведенными моментами инерции J_1 – J_6 и коэффициентами жесткости c_1 – c_6 соответствующих участков валов. Приведенные моменты обозначены: J_1 – двигателя и муфты сцепления; J_2 – шестерен коробки передач; J_3, J_4 – шарнира и части карданного вала; J_5 – шестерен главной передачи, бортовых фрикционов и передач; J_6 – ходовой части и поступательно движущихся масс трактора с пачкой деревьев.

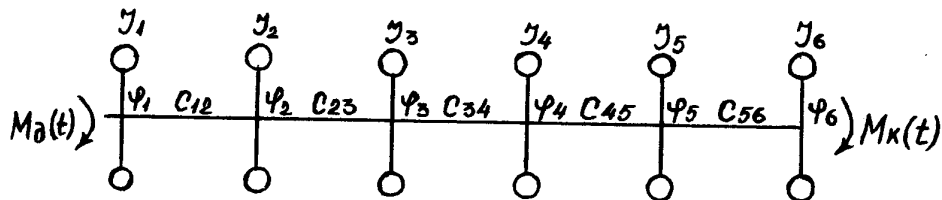


Рис. 4. Упрощенная приведенная динамическая схема системы "двигатель – трансмиссия – трелевочный трактор"

При оценке нагруженности трансмиссии на режимах поворота трактора и трогания с места эквивалентная расчетная схема в отличие от рассмотренной должна строиться с учетом наличия фрикционных связей $M_{\phi 1}$, $M_{\phi 2}$ и $M_{\phi 3}$ на соответствующих участках трансмиссии.

Нагруженность трансмиссии трактора в режиме подтаскивания деревьев тросом лебедки может быть рассмотрена на основе расчетной динамической схемы, приведенной на рис. 5. Динамическая приведенная схема предусматривает передачу вращения через вал отбора мощности, карданную передачу и редуктор лебедки на ее барабан через фрикционную связь. Характеристики связи могут быть различными в зависимости от вида привода и конструкции лебедки.

Расчетные схемы, приведенные на рис. 4 и 5, в разных вариантах сложности используются при различных режимах движения лесных машин для анализа динамических процессов в трансмиссии [1–4] и в звеньях шасси с учетом упругих связей поступательно движущихся масс [5, 6] (подвеска, шины, шарнир связи полурам, гидрополиспаст и т.п.). Однако крутильные колебания в трансмиссии рассматриваются изолированно от колебаний корпуса машины (рис. 2) на подвеске и шинах, а также предмета труда и элементов технологического оборудования, в то время как такая взаимосвязь существует и она может приниматься во внимание, если это диктуется постановкой задачи исследований.

Проведенные разными авторами исследования [7] показали, что на формирование внешних нагрузок на трансмиссию оказывает существенное влияние характер силового взаимодействия ходовой части машины с неровностями дороги или волока, которое, в свою очередь, зависит от характеристик подвески и других упругих звеньев шасси и технологического оборудования.

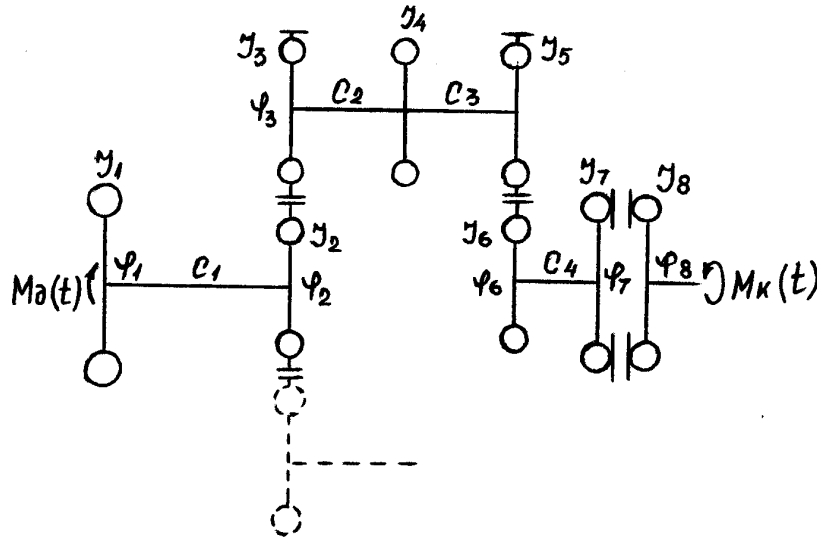


Рис. 5. Приведенная динамическая схема привода лебедки трелевочного трактора: J_1 – приведенный момент инерции двигателя и муфты сцепления; J_2 – приведенный момент инерции элементов трансмиссии трактора до вала отбора мощности; J_3, J_4 – моменты инерции шестерни вала отбора мощности и карданной передачи; J_5, J_6, J_7 – моменты инерции шестерен редуктора лебедки; J_8 – момент инерции барабана лебедки и приведенной к оси ее вращения поступательно-перемещаемой массы хлыстов при их подтаскивании; $M_d(t)$ и $M_k(t)$ – крутящие моменты двигателя и момент на валу лебедки; M_ϕ – фрикционная связь лебедки; $c_1 - c_6$ – жесткости соответствующих участков трансмиссии трактора и привода лебедки

Математическая модель, учитывающая такую взаимосвязь подсистем транспортной машины, была предложена и обоснована В.М. Семеновым [4], а затем в вариантах разной степени сложности использована для изучения динамики лесных машин различного типа (тракторы, автопоезда) в работах целого ряда авторов [3, 5–8].

Принципиальное положение, позволяющее осуществить объединение в одной расчетной схеме "крутильные перемещения в трансмиссии с линейными и угловыми перемещениями поступательно движущихся масс шасси и предмета труда", состоит в особенностях кинематической связи ходовых органов и корпуса через подвеску. Соответствующее уравнение связи производит

стыковку математических моделей, описывающих движение указанных подсистем.

Уравнение кинематической связи для колесной машины может быть представлено в виде [3]

$$x_{рк} = \frac{\frac{c_{фш}}{r_k} \varphi_k + c_{шх} [x_1 + (h_c - r_k)] \Theta_1}{\frac{c_{фш}}{r_k^2} + c_{шх}},$$

где $x_{рк}$ – координата суммарного продольного отклонения массы резинокордной оболочки колеса относительно оси моста; x_1 – координата продольного отклонения подрессоренного корпуса машины; φ_k – угловое перемещение колеса; Θ_1 – продольное угловое перемещение подрессоренного корпуса машины; h_c – высота центра тяжести подрессоренного корпуса машины; r_k – динамический радиус колеса; $c_{фш}$ – суммарный коэффициент крутильной жесткости шины; $c_{шх}$ – коэффициент продольной жесткости резинокордной оболочки шины.

Общая система дифференциальных уравнений движения машины составляется из уравнений подсистем "двигатель – поступательно движущаяся масса" и "двигатель – трансмиссия" с учетом взаимного влияния на первую подсистему упругих реактивных моментов трансмиссии M_p и сил тяги P_k , а на вторую – упругого момента $c_k (\varphi_{ш} - \frac{x_{рк}}{r_k})$.

В данном случае эквивалентная динамическая расчетная схема на примере сортиментовоза типа 4К4, включающая двигатель как источник заданной регулируемой мощности, может быть представлена в виде, приведенном на рис. 6. На схеме показано управление характеристикой двигателя водителем путем изменения подачи топлива. Расчетная схема соответствует случаю прямолинейного движения машины, симметричной относительно продольной оси, при перемещении поступательно движущихся масс в продольной вертикальной плоскости и угловых перемещениях масс двигателя, трансмиссии и колес.

Могут рассматриваться установившиеся и неустановившиеся режимы движения при изменении передаточного отношения трансмиссии $i_{кпj}$, воздействий q_1 и q_2 от неровностей волока на колеса и воздействия M_d от двигателя.

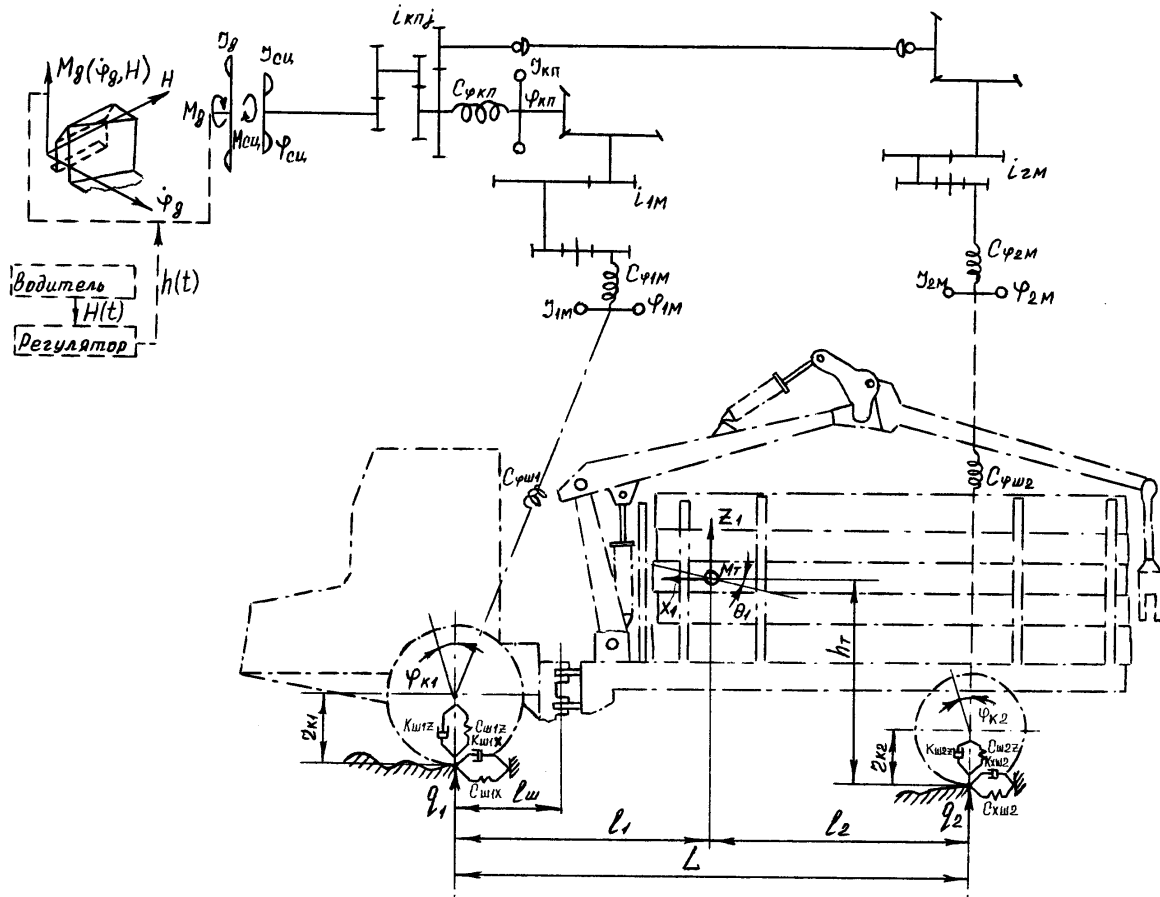


Рис. 6. Расчетная динамическая схема двухосной лесо-транспортной системы "оператор-двигатель-трансмиссия-шасси с грузом-волок"

Схема, эквивалентная трансмиссии, учитывает приведенные массы двигателя, вращающихся частей сцепления, шестерен и валов коробки передач, главной и бортовых передач (моменты инерции соответственно J_d , $J_{сц}$, $J_{кп}$, $J_{1м}$, $J_{2м}$). Моменты инерции $J_{1м}$ и $J_{2м}$, помимо моментов инерции вращающихся элементов переднего и заднего мостов, учитывают инерционные характеристики колес передней и задней осей. Учитывается фрикционная связь в сцеплении и упругие характеристики соответствующих участков трансмиссии (коэффициенты жесткости $C_{фкп}$, $C_{ф1м}$, $C_{ф2м}$, $C_{фш1}$, $C_{фш2}$). Угловые перемещения масс представлены координа-

тами φ_d , $\varphi_{сц}$, $\varphi_{кп}$, $\varphi_{1м}$, $\varphi_{2м}$, $\varphi_{к1}$, $\varphi_{к2}$. Корпус совершает продольно-угловое перемещение Θ_1 , а также продольное x_1 и вертикальное z_1 . Могут быть также учтены поперечно-угловые перемещения корпуса машины. При необходимости на рассмотренной принципиальной основе могут быть построены приведенные динамические схемы различной степени сложности (учет дополнительного подрессоривания грузовой платформы, ее вторичное подрессоривание, а также подрессоривание кабины, сидения оператора и т.д.) применительно к любому типу лесотранспортной системы на базе автомобиля, колесного, гусеничного или полугусеничного трактора.

Как уже указывалось, операции по первичной обработке предмета труда (валка, подтаскивание, подъем и опускание при пакетировании, погрузка-разгрузка и т.д.), как правило, осуществляются не одновременно с транспортными и, следовательно, могут рассматриваться изолированно друг от друга, хотя в отдельных случаях возможно их сочетание, как, например, вынос ходом машины дерева, зажатого в захватном устройстве ВПМ, при одновременном изменении траектории ствола.

Динамические системы, соответствующие процессам машинной валки деревьев, пакетирования и т.д., могут быть различны в зависимости от вида рассматриваемых операций, типа и конструкции технологического оборудования и базового шасси.

Рабочие органы технологического оборудования, его привод и предмет труда представляют собой динамическую систему, которая является подсистемой общей динамической системы машины.

Объединение подсистем "шасси" и "технологическое оборудование" производится с учетом связей и взаимного приведения соответствующих масс. В качестве движущих рассматриваются активные силы и моменты в приводе рабочего органа. Учитываются также силы сопротивления, возникающие при взаимодействии предмета труда с внешней средой (силы и моменты трения между грунтом и деревом при его перемещении, ветровая нагрузка и т.д.).

Рассмотрим для примера расчетную схему динамической системы, эквивалентной бесчокерному трактору с манипулятором при подтаскивании или подъеме дерева при захвате его за один

конец. Если считать базовое шасси твердым основанием, то технологическое оборудование в виде манипулятора, осуществляющего движение по подъему и подтаскиванию дерева, может быть представлено в виде приведенной расчетной схемы (см. рис. 7,а).

Приведенные на схеме обозначения: P_1 и P_2 – движущие усилия на штоках гидроцилиндров перемещения стрелы и рукояти; m_0 , m_{CP} , $m_{ЗР}$ – приведенные к соответствующим точкам массы опорно-поворотной конструкции манипулятора, стрелы, рукояти и захвата; m_1 , m_2 , m_3 – дискретные массы дерева; $c_{Г1}$, $c_{Г2}$ – жесткости гидросистемы привода гидроманипулятора, приведенные к штокам гидроцилиндров (безмассовые точки 1 и 2); c_k , c_c , c_p – изгибные жесткости колонны, стрелы и рукояти; c_3 , c_x , c_{kz} – вертикальные жесткости упругого элемента хватного устройства, ствола дерева, кроны; $k_{Г1}$, $k_{Г2}$, k_c , k_p , k_3 , k_x , k_{kz} – коэффициенты сопротивления соответствующих демпфирующих элементов; Z_{1x} , Z_2 , Z_3 , $Z_{ЗР}$, Z_{CP} , Z_{p1} , x_2 , $x_{ЗР}$, x_{CP} , x_k – перемещение центров приведенных масс и безмассовых точек 1 и 2.

С учетом податливости элементов базового шасси за счет упругих связей в соединениях его масс приведенная эквивалентная расчетная схема манипуляторной машины приобретает более сложный вид (рис. 7, б и в). В продольной вертикальной плоскости добавляются обобщенные координаты Z_{1T} , x_1 , Θ_1 , в горизонтальной – U_k , U_1 , U_{CP} , $U_{ЗР}$, U_2 , U_3 , определяющие дополнительные перемещения корпуса машины и приведенных масс гидроманипулятора и дерева. На расчетных схемах дополнительно обозначены характеристики жесткости и демпфирования шасси ($c_{шiz}$, $c_{шиx}$, $c_{шиy}$, $k_{шz}$, $k_{шиk}$, $k_{шиy}$), а также приведенных масс манипулятора и дерева ($c_{ук}$, $c_{ус}$, $c_{ур}$, $c_{ух}$, $k_{ук}$, $k_{ус}$, $k_{ур}$, $k_{ух}$, $k_{ук}$) в горизонтальной плоскости. Движущим является момент $M_{п}$ привода поворотного устройства манипулятора. В расчет должен приниматься внешний момент сопротивления в площадке контакта кроны дерева с грунтом $M_{СК}$.

В зависимости от задачи исследования за основу могут приниматься упрощенные приведенные схемы различной степени сложности. Например, в практике проектирования манипуляторных машин часто используется приведенная расчетная схема, показанная на рис. 7, г.

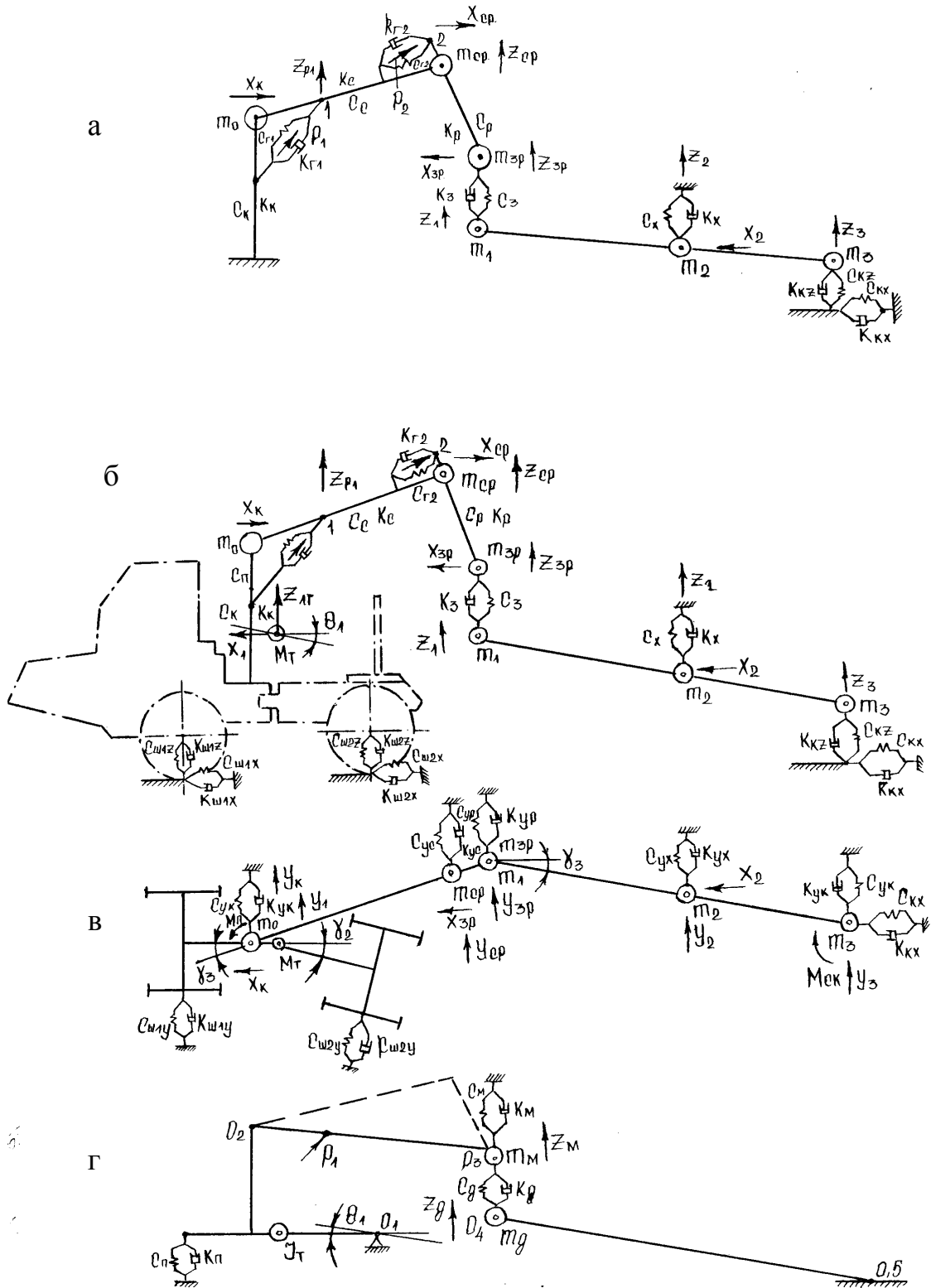


Рис. 7. Приведенные расчетные схемы динамической системы "шасси-манипулятор-дерево": а – подсистема "манипулятор-дерево"; б, в – общие расчетные схемы; г – упрощенная расчетная схема

Схема соответствует движениям масс манипуляторной машины в вертикальной плоскости при подъеме дерева стрелой. Базовое шасси рассматривается как жесткий стержень, шарнирно закрепленный в точке O_1 и опирающийся на упругий элемент, имеющий приведенные характеристики жесткости и демпфирования (коэффициенты c_{Π} и k_{Π}). Корпус (момент инерции J_{Π}) имеет угловое перемещение Θ_1 .

Масса m_M включает массы опорно-поворотной конструкции, стрелы и рукояти, динамически приведенные к точке подвеса захвата. Масса m_D включает массу захвата и массу дерева, динамически приведенную к точке O_4 . Приведенные массы m_M и m_D имеют линейные перемещения z_M и z_D .

Обоснованность и область применения данной расчетной схемы должны определяться прежде всего задачами предпринимаемого анализа и согласовываться с данными уже накопленных исследований. Можно, например, в первом приближении считать, что использование данной расчетной схемы применимо для оценки продольных и боковых кренов базового шасси при работе манипулятором, но непригодно для оценки динамической нагруженности отдельных элементов металлоконструкции манипулятора.

Рабочие органы технологического оборудования имеют механический или гидравлический привод от основного двигателя лесной машины. Движущие силы и моменты в приводе механического оборудования при рассмотрении его в составе общей динамической системы могут задаваться характеристиками основного двигателя машины или характеристиками двигателей привода.

На рис. 8, а приведена расчетная схема механического привода лебедки, где в качестве движущего принят момент M_D на валу отбора мощности основной трансмиссии машины. Через редуктор (приведенный момент инерции J_p) с передаточным отношением i_p вращение через упругий элемент ($c_{ред}$) передается на барабан лебедки (момент инерции J_{δ}), которая канатом (коэффициент жесткости c_d) подтаскивает дерево. На дерево действует сила сопротивления P_f . У гидропривода роторного или линейного типа в качестве движущего приняты момент $M_{дв}$ или сила $P_{дв}$ на

штоке гидроцилиндра на валу гидромотора, приложенные к безмассовым точкам. На рис. 8, б, в, г: c_r – жесткость гидросистемы; c_d – жесткость демпфирующих элементов между предметом труда и рабочим органом; J_p – момент инерции ротора или барабана лебедки с дополнительным редуктором; m_p и m_{rp} – поступательно движущиеся массы рабочего органа и груза.

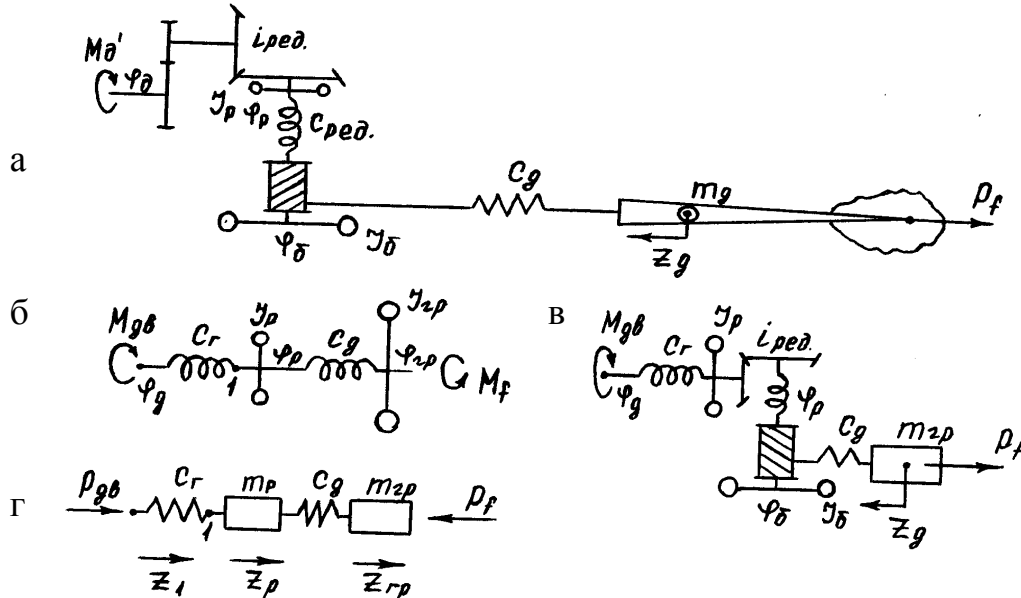


Рис. 8. Приведенные динамические схемы технологического оборудования: а – механический привод; б, в, г – гидроприводы роторного (б), смешанного (в) и линейного (г) типов

Вид функции движущего или тормозящего усилия $f(P_{дв})$ или момента $f(M_{дв})$ зависит от характеристики основного двигателя и параметров гидросистемы (объемная постоянная насоса q_n ; число оборотов его вала n ; объемные КПД насоса с распределителем и гидродвигателя η_n и $\eta_{ц}$; давление в гидросистеме p).

В общем случае гидропривода уравнение связи имеет вид

$$\frac{dx_{z\varphi}}{dt} = a - bp - c \frac{dp}{dt},$$

где $x_{z\varphi}$ – линейное или угловое перемещение безмассовой точки; b , c – коэффициенты, учитывающие утечки жидкости и ее упругую деформацию; a – коэффициент, зависящий от параметров элементов гидросистемы.

2. ВИДЫ ВОЗДЕЙСТВИЙ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Характер изменения и количественные показатели силовых воздействий, которые воспринимаются лесной машиной при выполнении рабочих операций, во многом определяются условиями эксплуатации. Причем это имеет место как при взаимодействии машины со средой, так и в случае, если возмущающие силы появляются вследствие динамической неуравновешенности деталей и узлов машины или действий оператора (включение привода, изменение режимов движения). Возмущающие силы разнообразны по природе, характеру действия и направлению.

При движении машин (трелевка, вывозка) источниками возбуждения колебаний могут быть неровности поверхности дороги или волока, неуравновешенность вращающихся частей ходовой части, двигателя и трансмиссии, аэродинамические нагрузки, силы, появляющиеся при изменении скорости или направления движения (перераспределение вертикальных нагрузок при торможении, продольные силы инерции при неустановившихся режимах, боковые силы на поворотах и др.). Основными источниками возмущений следует считать воздействия от неровностей дороги, а также силы, возникающие при резком изменении режимов или направления движения.

Для машин, выполняющих операции, связанные с валкой, характерны колебания, которые являются следствием ударных нагрузок. При этом в качестве воздействия рассматриваются импульсные ударные силы, возникающие при встрече дерева и опоры. Возмущения, прикладываемые к дереву в начальный период падения, могут иметь вид импульсных воздействий (ударно-импульсный способ направленной валки) или (при использовании валочных устройств рычажного или манипуляторного типа) усилий, имеющих значительную продолжительность.

При операциях по формированию пачек деревьев, операциях погрузки с помощью устройств рычажного, манипуляторного или комбинированного типов возмущающее усилие формируется в их приводе. Изменение этих сил, их интенсивность могут быть различными в зависимости от характера и режимов движения рабочих органов. Технологическое оборудование типа гидроманипуляторов, рычажных или других устройств характеризуется резкими нагрузками при пуске или остановке механиз-

мов подъема или поворота, подъеме груза с подхватом, резком его опускании и т.д.

Возможно различное сочетание работы механизмов при одновременном вертикальном и горизонтальном перемещении деревьев, их падении и одновременном перемещении в плоскости, поддержке манипулятором и др. При подтаскивании хлыстов или деревьев к трактору тросом или манипулятором при бесчокерном способе система может испытывать два вида воздействий, одно из которых появляется в силовых элементах привода, а второе оказывается следствием взаимодействия дерева с неровностями волока. Комбинированные виды воздействий характерны также для машин циклично-непрерывного и непрерывного действия, при этом источниками возмущения могут быть силовые приводы валочных и пакетирующих устройств и неровности поверхности лесосеки. При работе валочных и валочно-пакетирующих машин к внешним возмущающим силам можно также отнести резко изменяющуюся ветровую нагрузку, действие которой зависит от величины и интенсивности изменения силы ветра, породы дерева, вида кроны, ее заполнения и т.д.

Определение качественных и количественных характеристик перечисленных возмущающих сил необходимо для решения многочисленных проектных задач, связанных с колебаниями специальных лесных машин.

Типичные воздействия можно разделить на группы согласно их классификации (см. рис. 9): 1) воздействие на ходовые органы или волочающую часть хлыстов (деревьев) при вывозке или трелевке, от неровностей дорог или волоков; 2) динамические силы от вибраций, неуравновешенности вращающихся масс; 3) резкоизменяющиеся инерционные силы при изменении скорости или направления движения машины; 4) изменяющиеся по времени нагрузки в силовых элементах привода технологического оборудования; 5) ударно-импульсные нагрузки, возникающие при встрече деревьев с приемными устройствами лесных машин и ударно-импульсном способе направленной валки.

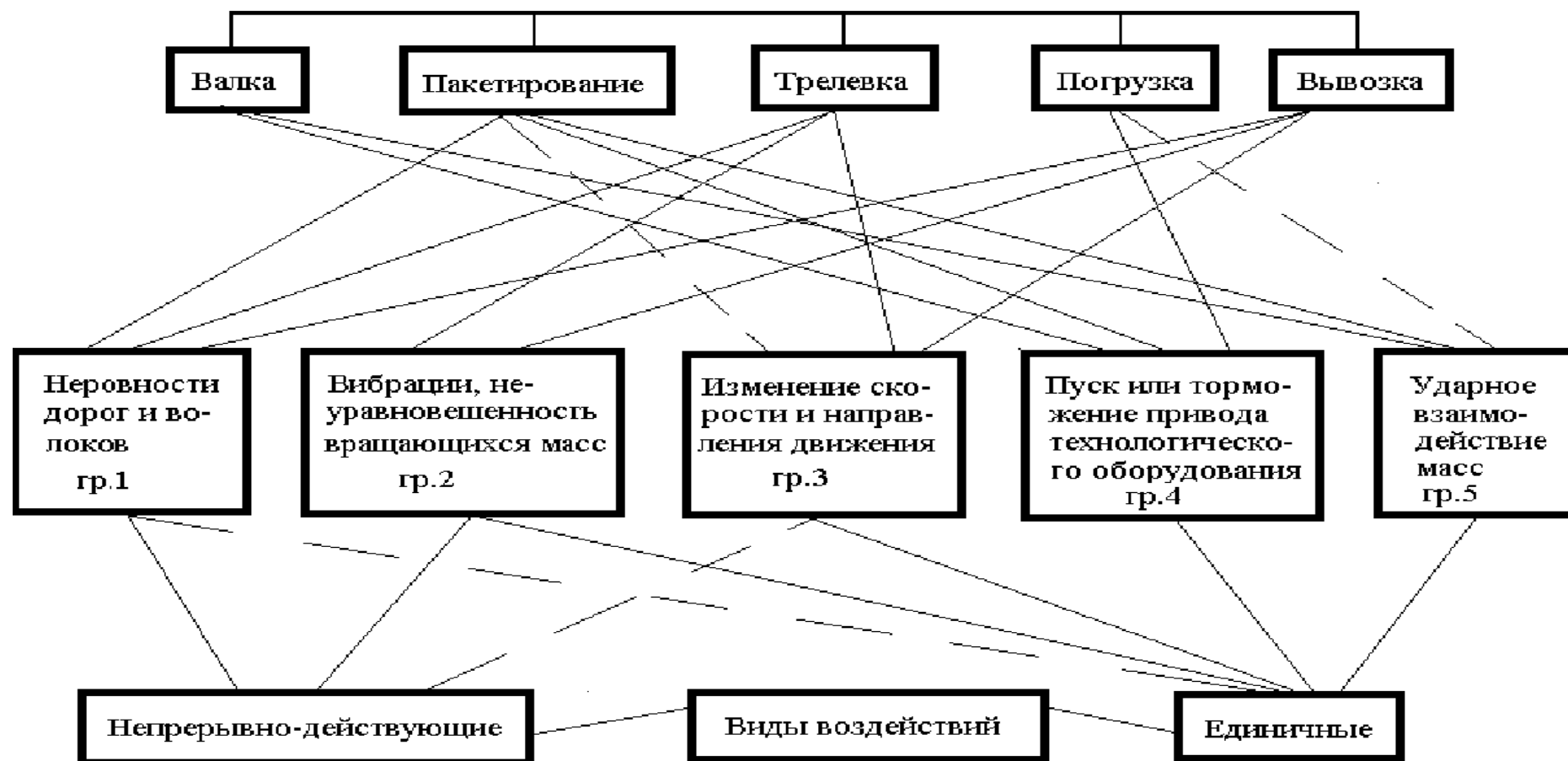


Рис. 9. Классификация возмущающих воздействий

3. ДИНАМИКА ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА

Динамическая система (рис. 10) имеет три степени свободы: вертикальное перемещение z_1 корпуса машины (масса M) и массы m_1 пачки, приведенной к трелевочному щиту; вертикальное перемещение z_2 массы m_2 пачки, приведенной к центру ее тяжести; угловое перемещение корпуса машины θ .

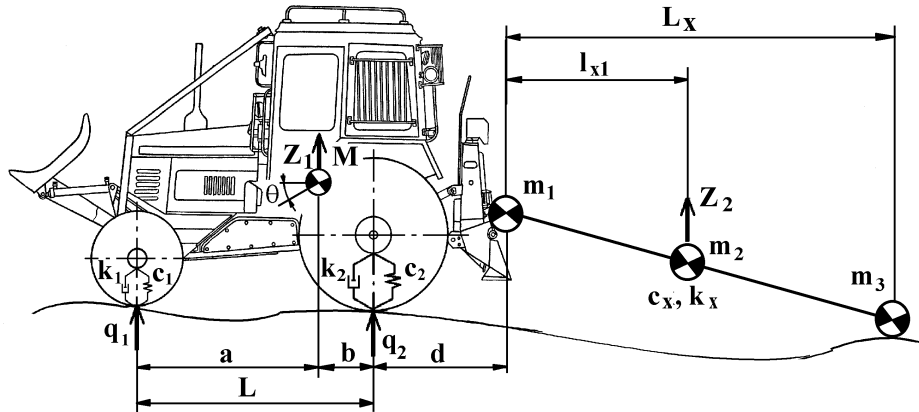


Рис. 10. Схема колебаний трелевочного трактора при движении по неровной дороге

Характеристики шин и пачки принимаются линейными и задаются с помощью жесткостей c_1 , c_2 , c_x и коэффициентов сопротивления k_1 , k_2 , k_x , воздействия от волока на оси трелевочной машины q_i принимаются гармоническими.

Для получения уравнения движения и решения задач динамики несвободной системы применяются уравнения Лагранжа второго рода [7, 9].

Выражение для определения кинетической энергии динамической системы имеет вид

$$T = \frac{1}{2}(M - m_1)\dot{Z}_1^2 + 0,5m_2\dot{Z}_2^2 + 0,5J\dot{\theta}^2,$$

где J – момент инерции трелевочного трактора.

Потенциальная энергия системы имеет вид

$$\Pi = \frac{1}{2}[(Z_1 - a\theta - q_1)^2 c_1 + (Z_1 + b\theta - q_2)^2 c_2] + \frac{1}{2}\left\{Z_2 - \frac{L_x - l_{x1}}{L_x} \cdot [Z_1 + (b+d)\theta]\right\}^2 c_x.$$

Диссипативная функция

$$R = \frac{1}{2}[(\dot{Z}_1 - a\dot{\theta} - \dot{q}_1)^2 k_1 + (\dot{Z}_1 + b\dot{\theta} - \dot{q}_2)^2 k_2] + \frac{1}{2}\left\{\dot{Z}_2 - \frac{L_x - l_{x1}}{L_x} \cdot [\dot{Z}_1 + (b+d)\dot{\theta}]\right\}^2 k_x.$$

На основании уравнений Лагранжа второго рода дифференциальные уравнения вертикальных и продольно-угловых колебаний трелевочного трактора имеют вид

$$\begin{aligned}
(M + m_1)\ddot{Z}_1 + \left[c_1 + c_2 + c_x \frac{(L_x - l_{1x})^2}{L_x^2} \right] Z_1 + \left[bc_2 - ac_1 + \frac{(L_x - l_{1x})^2(b-d)}{L_x^2} c_x \right] \theta + \\
+ \left[k_1 + k_2 + k_x \frac{(L_x - l_{1x})^2}{L_x^2} \right] \dot{Z}_1 + \left[bk_2 - ak_1 + k_x \frac{(L_x - l_{1x})^2(b-d)}{L_x^2} \right] \dot{\theta} + \\
+ \frac{L_x - l_{1x}}{L_x} (c_x Z_2 + k_x \dot{Z}_2) = c_1 q_1 + c_2 q_2 + k_1 \dot{q}_1 + k_2 \dot{q}_2; \\
J\ddot{\theta} + \left[bc_2 - ac_1 + c_x \frac{(L_x - l_{1x})^2(b-d)}{L_x^2} \right] Z_1 + \left[a^2 c_1 + b^2 c_2 + c_x \frac{(L_x - l_{1x})^2(b-d)}{L_x^2} \right] \theta - \\
- \frac{(L_x - l_{1x})^2(b-d)}{L_x^2} c_x Z_2 + \left[bk_1 - ak_1 + k_x \frac{(L_x - l_{1x})^2(b-d)}{L_x^2} \right] \dot{Z}_1 + \\
+ \left[a^2 k_1 + b^2 k_2 + k_x \frac{(L_x - l_{1x})^2(b-d)}{L_x^2} \right] \dot{\theta} - \frac{(L_x - l_{1x})(b-d)}{L_x} k_x \dot{Z}_2 = \\
= bc_2 q_2 - ac_1 q_1 + bk_2 \dot{q}_2 - ak_1 \dot{q}_1; \\
m_2 \ddot{Z}_2 + c_x Z_2 - \frac{L_x - l_{1x}}{L_x} k_x Z_1 - \frac{(L_x - l_{1x})(b-d)}{L_x} c_x \theta + k_x \ddot{Z}_2 - \\
- \frac{L_x - l_{1x}}{L_x} k_x \dot{Z}_1 - \frac{(L_x - l_{1x})(b-d)}{L_x} k_x \dot{\theta} = 0,
\end{aligned}$$

где $q_1 = f(t)$; $q_2 = f(t - \tau)$; $\tau = \frac{L}{v}$.

Вертикальные динамические нагрузки на оси трелевочного трактора определяются по формулам

$$R_1 = (Z_1 - a\theta - q_1)c_1; \quad R_2 = (Z_1 + b\theta - q_2)c_2.$$

Порядок выполнения работы

1) Изучить расчетную схему и методику выполнения исследований.

2) В соответствии с заданием выбрать из табл. 1 значения исходных данных к расчету. Выполнить расчеты и получить зависимости средних квадратичных ускорений $\sigma(\ddot{Z}_1, \ddot{\theta}, \ddot{Z}_2) = f(v)$ [7] и вертикальных нагрузок на оси трактора от скорости движения $\sigma(R_1, R_2) = f(v)$.

3) Построить графики этих зависимостей и проанализировать их.

4) В выводах по работе указать рациональные режимы движения трелевочного трактора.

Содержание отчета

В отчете приводятся полученные результаты расчетов, программы решения задачи. По данным расчета строятся зависимости и выполняется их анализ.

4. РАСЧЕТ ПЛАВНОСТИ ХОДА КОЛЕСНОЙ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ 4К4

Расчетная динамическая система (рис. 11) имеет две степени свободы, позволяющие описать колебания в продольной вертикальной плоскости. Положение лесной машины определяется следующими обобщенными координатами: угловыми перемещениями массы машины θ_1 ; вертикальными перемещениями центра тяжести машины Z_1 .

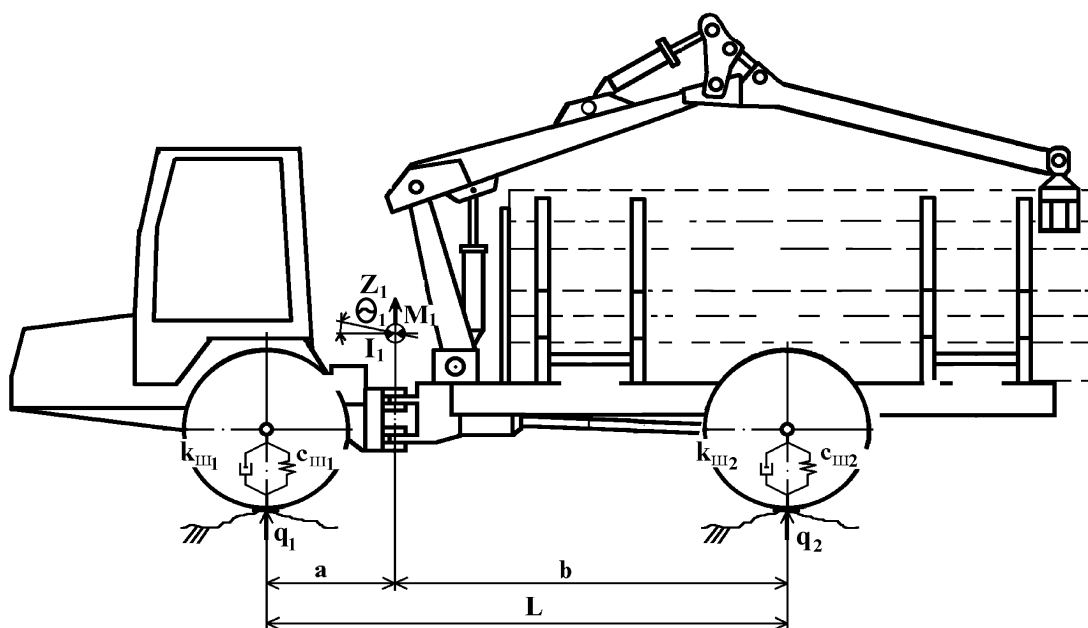


Рис. 11. Схема машины при движении по неровной дороге

На расчетной схеме обозначены соответствующие массы и моменты инерции, упруго-демпфирующие и размерные параметры динамической системы.

Массы: M_1 – масса машины.

Моменты инерции: I_1 – момент инерции машины.

Жесткости: $c_{ш1,2}$, $k_{ш1,2}$ – суммарные вертикальные жесткости и сопротивления соответствующих мостов машины.

Геометрические параметры: L – база машины; a , b – координаты центра тяжести машины; q_1 , q_2 – текущие значения неровностей под колесами машины.

Необходимые для описания исследуемой динамической системы параметры элементов определяются расчетным путем или экспериментально.

Вывод дифференциальных уравнений движения осуществлялся традиционными энергетическими методами, исходя из уравнений Лагранжа второго рода.

Кинетическая энергия системы выражается следующим образом:

$$T = \frac{1}{2} M_1 \dot{Z}_1^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{\theta}_1^2.$$

Потенциальная энергия выражается с учетом деформаций упругих элементов:

$$\Pi = \frac{1}{2} (Z_1 - \theta_1 a - q_1)^2 c_{ш1} + \frac{1}{2} (Z_1 + \theta_1 b - q_2)^2 c_{ш2}.$$

Диссипативная функция равна

$$R = \frac{1}{2} (\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1 a - \dot{q}_1)^2 k_{ш1} + \frac{1}{2} (\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1 b - \dot{q}_2)^2 k_{ш2}.$$

После подстановки T , Π и R в уравнение Лагранжа получаем уравнения движения сортиментовоза:

$$\begin{cases} 1) M_1 \ddot{Z}_1 + c_{ш1} (Z_1 - \theta_1 a - q_1) + c_{ш2} (Z_1 + \theta_1 b - q_2) + k_{p1} (\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1 a - \dot{q}_1) + \\ + k_{p2} (\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1 b - \dot{q}_2) = 0; \\ 2) I_1 \ddot{\theta}_1 - c_{ш1} a (Z_1 - \theta_1 a - q_1) + c_{ш2} b (Z_1 + \theta_1 b - q_2) - k_{ш1} a (\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1 a - \dot{q}_1) + \\ + k_{ш2} b (\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1 b - \dot{q}_2) = 0, \end{cases}$$

где $q_1 = f(t)$; $q_2 = f(t - \tau)$; $\tau = \frac{L}{v}$.

Вертикальные динамические нагрузки на оси трелевочного трактора определяются по формулам:

$$R_1 = (z_1 - a\theta - q_1)c_{ш1}; \quad R_2 = (z_1 + b\theta - q_2)c_{ш2}.$$

Порядок выполнения работы

1) Изучить расчетную схему и методику выполнения исследований.

2) В соответствии с заданием выбрать из табл. 2 значения исходных данных к расчету. Выполнить расчеты и получить следующие зависимости средних квадратичных ускорений от скорости движения $\sigma(\ddot{Z}_1, \ddot{\theta})=f(v)$.

3) Построить графики этих зависимостей и проанализировать их.

4) В выводах по работе указать рациональные режимы движения автопоезда.

Содержание отчета

В отчете приводятся полученные результаты расчетов, программы решения задачи. По данным расчета строятся зависимости и выполняется их анализ.

5. ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КОЛЕСНОГО ШАССИ 6К6

Расчетная динамическая система (рис. 12) имеет шесть степеней свободы, позволяющих описать колебания в продольной вертикальной плоскости. Положение лесной машины определяется следующими обобщенными координатами: угловыми перемещениями массы машины, балансирной подвески θ_1, θ_2 ; вертикальными перемещениями центра тяжести машины, подрессоренных мостов $Z_1, \xi_{1,2,3}$.

В результате перемещений масс системы происходит деформация упругих элементов:

рессоры переднего моста:	$Z_1 - \theta_1 \cdot a - \xi_1$;
шины переднего моста:	$\xi_1 - q_1$;
рессоры задних мостов:	$Z_1 + \theta_1(b - l_{11}) + \theta_2 l_{11} - \xi_2$;
	$Z_1 + \theta_1(b + l_{12}) - \theta_2 l_{12} - \xi_3$;
шины задних мостов:	$\xi_2 - q_2$; $\xi_3 - q_3$.

Кинетическая энергия системы выражается следующим образом:

$$T = \frac{1}{2} M_1 \dot{Z}_1^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{\xi}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{\xi}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{\xi}_3^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\theta}_2^2.$$

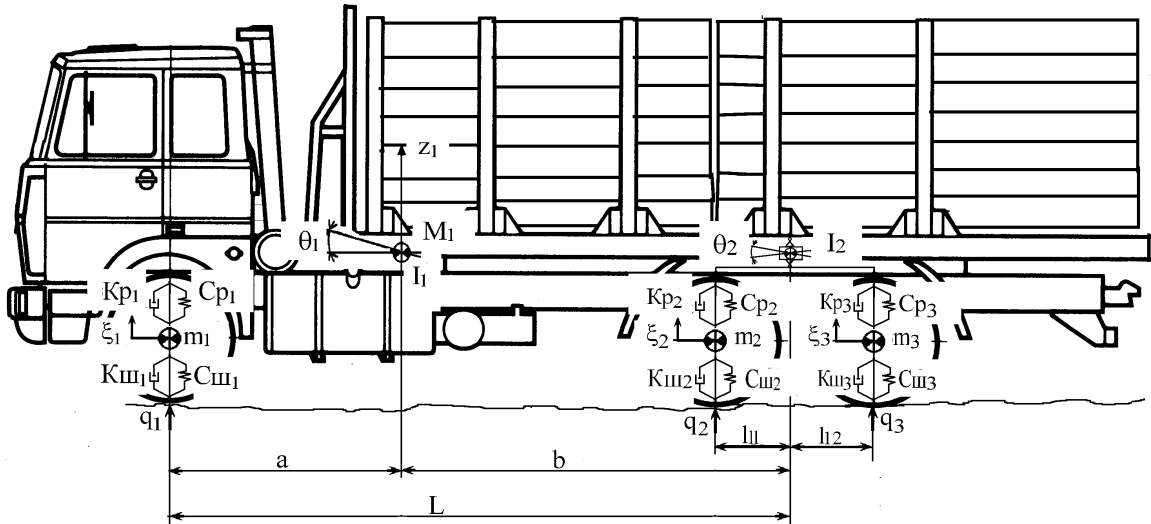


Рис. 12. Схема колебаний машины при движении по неровной дороге

Потенциальная энергия выражается с учетом деформаций упругих элементов:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2}(Z_1 - \theta_1 a - \xi_1)^2 C_P + \frac{1}{2}(\xi_1 - q_1)^2 C_{ш1} + \\ & + \frac{1}{2}[Z_1 + \theta_1(b - l_{11}) + \theta_2 l_{11} - \xi_2]^2 C_{P2} + \frac{1}{2}[Z_1 + \theta_1(b + l_{12}) - \theta_2 l_{12} - \xi_3]^2 C_{P3} + \\ & + \frac{1}{2}(\xi_2 - q_2)^2 C_{ш2} + \frac{1}{2}(\xi_3 - q_3)^2 C_{ш3}. \end{aligned}$$

Диссипативная функция равна

$$\begin{aligned} R = & \frac{1}{2}(\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1 a - \dot{\xi}_1)^2 K_P + \frac{1}{2}(\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1)^2 K_{ш1} + \\ & + \frac{1}{2}[\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1(b - l_{11}) + \dot{\theta}_2 l_{11} - \dot{\xi}_2]^2 K_{P2} + \frac{1}{2}[\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1(b + l_{12}) - \dot{\theta}_2 l_{12} - \dot{\xi}_3]^2 K_{P3} + \\ & + \frac{1}{2}(\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2)^2 K_{ш2} + \frac{1}{2}(\dot{\xi}_3 - \dot{q}_3)^2 K_{ш3}. \end{aligned}$$

После подстановки T , Π и R в уравнение Лагранжа получаем уравнения движения сортиментовоза:

$$\begin{aligned} 1) M_1 \ddot{Z}_1 + C_{P1}(Z_1 - \theta_1 a - \xi_1) + C_{P2}[Z_1 + \theta_1(b - l_{11}) + \theta_2 l_{11} - \xi_2] + \\ + C_{P3}[Z_1 + \theta_1(b + l_{12}) - \theta_2 l_{12} - \xi_3] + K_{P1}(\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1 a - \dot{\xi}_1) + \\ + K_{P2}[\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1(b - l_{11}) + \dot{\theta}_2 l_{11} - \dot{\xi}_2] + \\ + K_{P3}[\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1(b + l_{12}) - \dot{\theta}_2 l_{12} - \dot{\xi}_3] = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 2) I_1 \ddot{\theta}_1 - C_{p1} a(Z_1 - \theta_1 a - \xi_1) + C_{p2} (b - l_{11}) [Z_1 + \theta_1 (b - l_{11}) + \theta_2 l_{11} - \xi_2] + \\
& + C_{p3} (b + l_{12}) [Z_1 + \theta_1 (b + l_{12}) - \theta_2 l_{12} - \xi_3] - K_{p1} a(\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1 a - \dot{\xi}_1) + \\
& + K_{p2} (b - l_{11}) [\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1 (b - l_{11}) + \dot{\theta}_2 l_{11} - \dot{\xi}_2] + \\
& + K_{p3} (b - l_{12}) [\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1 (b + l_{12}) - \dot{\theta}_2 l_{12} - \dot{\xi}_3] = 0;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 3) m_1 \ddot{\xi}_1^2 - C_{p1} (Z_1 - \theta_1 a - \xi_1) + C_{ш1} (\xi_1 - q_1) - K_{p1} (\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1 a - \dot{\xi}_1) + \\
& + K_{ш1} (\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1) = 0;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 4) m_2 \ddot{\xi}_2 - C_{p2} [Z_1 + \theta_1 \cdot (b - l_{11}) + \theta_2 \cdot l_{11} - \xi_2] + C_{ш2} \cdot (\xi_2 - q_2) - \\
& - k_{p2} \cdot [\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1 \cdot (b - l_{11}) + \dot{\theta}_2 \cdot l_{11} - \dot{\xi}_2] + k_{ш2} \cdot (\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2) = 0;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 5) m_3 \ddot{\xi}_3 - C_{p3} [Z_1 + \theta_1 \cdot (b + l_{12}) + \theta_2 \cdot l_{12} - \xi_3] + C_{ш3} \cdot (\xi_3 - q_3) - \\
& - k_{p3} \cdot [\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1 \cdot (b + l_{12}) - \dot{\theta}_2 \cdot l_{12} - \dot{\xi}_3] + k_{ш3} \cdot (\dot{\xi}_3 - \dot{q}_3) = 0;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& 6) I_2 \ddot{\theta}_2 - C_{p2} l_{11} [Z_1 + \theta_1 \cdot (b - l_{11}) + \theta_2 \cdot l_{11} - \xi_2] - \\
& - C_{p3} l_{12} [Z_1 + \theta_1 \cdot (b + l_{12}) - \theta_2 \cdot l_{12} - \xi_3] + \\
& + k_{p2} l_{11} \cdot [\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1 \cdot (b - l_{11}) + \dot{\theta}_2 \cdot l_{11} - \dot{\xi}_2] - \\
& - k_{p3} l_{12} \cdot [\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1 \cdot (b + l_{12}) - \dot{\theta}_2 \cdot l_{12} - \dot{\xi}_3] = 0.
\end{aligned}$$

Порядок выполнения работы

1) Изучить расчетную схему и методику выполнения исследований.

2) В соответствии с заданием выбрать из табл. 3 значения исходных данных к расчету. Выполнить расчеты и получить следующие зависимости средних квадратичных ускорений от скорости движения $\sigma(\ddot{Z}_1, \ddot{\theta}) = f(v)$.

3) Построить графики этих зависимостей и проанализировать их.

4) В выводах по работе указать рациональные режимы движения автопоезда.

Содержание отчета

В отчете приводятся полученные результаты расчетов, программы решения задачи. По данным расчета строятся зависимости и выполняется их анализ.

6. ДИНАМИКА ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА

Динамическая система (рис. 13) имеет шесть степеней свободы, описываемых обобщенными координатами $Z_1, \Theta, \xi_1, \xi_2, Z_x, Z_2$. Тягач, движущийся по неровной дороге, имеет рессорную подвеску, прицеп-ропуск – жесткобалансирную, пачка хлыстов принята упругой. Задача рассматривается в линейном варианте. Масса пачки хлыстов распределена на три дискретные массы m_{1x}, m_{2x}, m_{3x} в соответствии с выражениями

$$m_{1x} = \frac{J_0}{(l_3 + l_4)(L_2 + l_4)}; \quad m_{2x} = \frac{J_0}{(L_2 - l_3 - l_4)(L_2 + l_4)};$$

$$m_{3x} = M_x - \frac{J_0}{(l_3 + l_4)(L_2 - l_3 - l_4)},$$

где M_x – полная масса пачки хлыстов; J_0 – момент инерции пачки.

В результате перемещения масс системы происходят деформации упругих элементов:

рессор тягача: $Z_1 - \Theta l_1 - \xi_1, Z_1 + \Theta l_2 - \xi_2$;

шины тягача: $\xi_1 - q_1, \xi_2 - q_2$;

шины роспуска: $Z_2 \frac{l_{\delta}}{l_{2\delta}} - q_3, Z_2 \frac{l_{\delta}}{l_{1\delta}} - q_4$;

пачки хлыстов: $Z_1 A_1 + \Theta A_2 + Z_2 A_3 - Z_x$,

где $A_1 = \frac{L_2 - l_3}{L_2 + l_4}$; $A_2 = \frac{(l_2 - l_4)(L_2 - l_3)}{L_2 + l_4}$; $A_3 = \frac{l_3}{L_2 + l_4}$.

Кинетическая энергия системы выражается следующим образом:

$$T = \frac{1}{2}(M_1 + m_{1x})\dot{Z}_1^2 + \frac{1}{2}M_1\rho_1^2\dot{\Theta}^2 + \frac{1}{2}m_1\dot{\xi}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{\xi}_2^2 + \frac{1}{2}m_{3x}\dot{Z}_x^2 +$$

$$+ \frac{1}{2}(M_2 + m_{2x})\dot{Z}_2^2,$$

где ρ_1 – радиус инерции тягача.

Потенциальная энергия выражается с учетом деформации упругих элементов:

$$\Pi = \frac{1}{2}(Z_1 - \Theta l_1 - \xi_1)^2 c_1 + \frac{1}{2}(Z_1 + \Theta l_2 - \xi_2)^2 c_2 + \frac{1}{2}(\xi_1 - q_1)^2 c_{ш1} +$$

$$+ \frac{1}{2}(\xi_2 - q_2)^2 c_{ш2} + \frac{1}{2}\left(Z_2 \frac{l_{\delta}}{l_{2\delta}} - q_3\right)^2 c_{ш3} + \frac{1}{2}\left(Z_2 \frac{l_{\delta}}{l_{1\delta}} - q_4\right)^2 c_{ш4} +$$

$$\frac{1}{2}(Z_1 A_1 + \Theta A_2 + Z_2 A_3 - Z_x)^2 c_x,$$

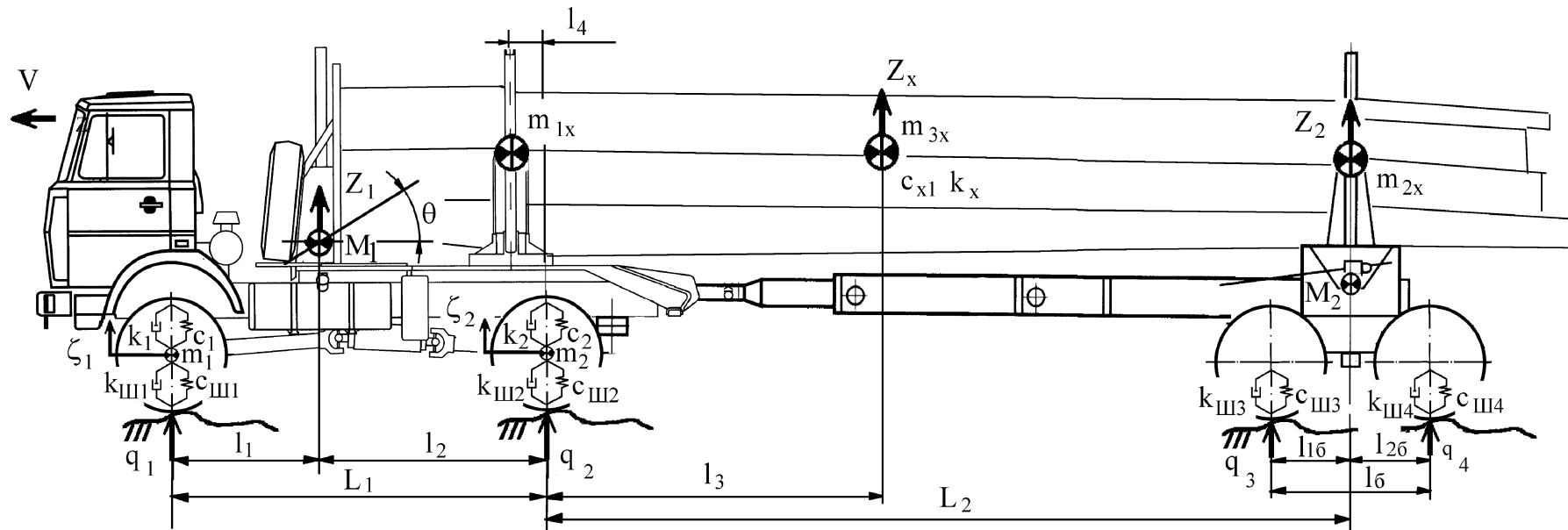


Рис. 13. Схема колебаний лесовозного автопоезда при движении по неровной дороге

где c_1 ; c_2 — жесткость рессор передней и задней подвесок тягача; k_1 , k_2 — коэффициенты сопротивлений передней и задней подвесок тягача; $c_{ш1}$, $c_{ш2}$, $c_{ш3}$, $c_{ш4}$ — жесткости шин соответствующих осей автопоезда.

Диссипативная функция равна

$$\begin{aligned} R = & \frac{1}{2}(\dot{Z}_1 - \dot{\Theta}_1 l_1 - \dot{\xi}_1)^2 k_1 + \frac{1}{2}(\dot{Z}_1 + \dot{\Theta}_1 l_2 - \dot{\xi}_2)^2 k_2 + \\ & + \frac{1}{2}(\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1)^2 k_{ш1} + \frac{1}{2}(\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2)^2 k_{ш2} + \frac{1}{2}\left(\dot{Z}_2 \frac{l_{\delta}}{l_{2\delta}} - \dot{q}_3\right)^2 k_{ш3} + \\ & + \frac{1}{2}\left(\dot{Z}_2 \frac{l_{\delta}}{l_{1\delta}} - \dot{q}_4\right)^2 k_{ш4} + \frac{1}{2}(\dot{Z}_1 A_1 + \dot{\Theta} A_2 + Z_2 A_3 - Z_x)^2 k_x. \end{aligned}$$

После подстановки T , Π и R в уравнение Лагранжа получаем уравнения движения лесовозного автопоезда:

$$\begin{aligned} (M_1 + m_{1x})\ddot{Z}_1 + a_{11}\dot{Z}_1 + b_{11}Z_1 + a_{12}\dot{\Theta} + b_{12}\Theta - k_1\dot{\xi}_1 - c_1\xi_1 - k_2\dot{\xi}_2 - \\ - c_2\xi_2 + A_1 A_2 k_x \dot{Z}_2 + A_1 A_2 c_x Z_2 - A_1 k_x \dot{Z}_x - A_1 c_x Z_x = 0; \\ M_1 \rho_1^2 \ddot{\Theta} + a_{21}\dot{\Theta} + b_{21}\Theta + a_{12}\dot{Z}_1 + b_{12}Z_1 + k_1 l_1 \dot{\xi}_1 + c_1 l_1 \xi_1 - k_2 l_2 \dot{\xi}_2 - \\ - c_2 l_2 \xi_2 + A_2 A_3 k_x \dot{Z}_2 + A_2 A_3 c_x Z_2 - A_2 k_x \dot{Z}_x - A_2 c_x Z_x = 0; \\ m_1 \ddot{\xi}_1 + (k_1 + k_{ш1})\dot{\xi}_1 + (c_1 + c_{ш1})\xi_1 + k_1 \dot{Z}_1 + c_1 Z_1 + \\ + k_1 l_1 \dot{\Theta} + c_1 l_1 \Theta = k_{ш1} \dot{q}_1 + c_{ш1} q_1; \\ m_2 \ddot{\xi}_2 + (k_2 + k_{ш2})\dot{\xi}_2 + (c_2 + c_{ш2})\xi_2 - k_2 \dot{Z}_2 - c_2 Z_2 - \\ - k_2 l_2 \dot{\Theta} - c_2 l_2 \Theta = k_{ш2} \dot{q}_2 + c_{ш2} q_2; \\ M_x \ddot{Z}_x + k_x \dot{Z}_x + c_x Z_x - A_1 k_x \dot{Z}_1 - A_1 c_x Z_1 - A_3 k_x \dot{Z}_2 - A_3 c_x Z_2 - \\ - A_2 k_x \dot{\Theta} - A_2 c_x \Theta = 0; \\ (M_2 + m_{2x})\ddot{Z}_2 + a_{31}\dot{Z}_2 + b_{31}Z_2 + k_x A_1 A_2 \dot{Z}_1 + c_x A_1 A_2 Z_1 - k_x A_3 \dot{Z}_x - \\ - c_x A_3 Z_x + k_x A_2 A_3 \dot{\Theta} + c_x A_2 A_3 \Theta = k_{ш3} \frac{l_{\delta}}{l_{2\delta}} \dot{q}_3 + c_{ш3} \frac{l_{\delta}}{l_{2\delta}} q_3 + \\ + k_{ш4} \frac{l_{\delta}}{l_{1\delta}} \dot{q}_4 + c_{ш4} \frac{l_{\delta}}{l_{1\delta}} q_4. \\ a_{11} = k_1 + k_2 + A_1^2 k_x; \quad a_{12} = l_2 k_2 - l_1 k_1 + A_1 A_2 k_x; \\ b_{11} = c_1 + c_2 + A_1^2 c_x; \quad b_{12} = l_2 c_2 - l_1 c_1 + A_1 A_2 c_x; \\ a_{21} = l_1^2 k_1 + l_2^2 k_2 + A_1^2 k_x; \quad b_{21} = l_1^2 c_1 + l_2^2 c_2 + A_2^2 c_x; \\ a_{31} = \frac{l_{\delta}^2}{l_{2\delta}^2} k_{ш3} + \frac{l_{\delta}^2}{l_{1\delta}^2} k_{ш4} + A_3^2 k_x; \quad b_{31} = \frac{l_{\delta}^2}{l_{2\delta}^2} c_{ш3} + \frac{l_{\delta}^2}{l_{1\delta}^2} c_{ш4} + A_3 c_x. \end{aligned}$$

Возмущающие силы, действующие на колеса автопоезда, определяются текущим значением микропрофиля дороги q_i и зависят от скорости движения v :

$$q_i = f(t - \tau_i); \quad i = 1, 2, 3, 4,$$

$$\text{где } \tau_1 = 0; \quad \tau_2 = \frac{L_1}{v}; \quad \tau_3 = \frac{L_1 + L_2 - l_{1\delta}}{v}; \quad \tau_4 = \frac{L_1 + L_2 - l_{2\delta}}{v}.$$

Случайный микропрофиль дороги задается массивом точек при решении задачи непосредственным интегрированием исходных уравнений.

Порядок выполнения работы

1) Изучить расчетную схему и методику выполнения исследований.

2) В соответствии с заданием выбрать из табл. 4 значения исходных данных к расчету. Выполнить расчеты и получить следующие зависимости средних квадратичных ускорений от скорости движения $\sigma(\ddot{Z}_1, \ddot{\theta}, \ddot{Z}_2) = f(v)$.

3) Построить графики этих зависимостей и проанализировать их.

4) В выводах по работе указать рациональные режимы движения автопоезда.

Содержание отчета

В отчете приводятся полученные результаты расчетов, программы решения задачи. По данным расчета строятся зависимости и выполняется их анализ.

7. ДИНАМИКА МАНИПУЛЯТОРНЫХ МАШИН

Для исследования динамической устойчивости разработана имитационная математическая модель, позволяющая анализировать динамические процессы на различных режимах и определять влияние параметров системы на работу машины. Расчетная схема динамической системы "погрузочно-транспортная машина – гидроманипулятор – сортимент" приведена на рис. 14.

Модель учитывает упругую податливость шин и элементов гидроманипулятора, связь вертикальных и угловых колебаний системы, позволяет рассматривать процесс колебаний машины в поперечной и продольной плоскостях. Масса поворотной колонны гидроманипулятора приводилась к массе машины M_1 , масса

угловое перемещение стрелы, вызванное гидроцилиндром; t – время работы управляющего гидроцилиндра; l_1 , l_2 , и L_M – соответственно половины длины колеи машины и вылет гидроманипулятора;

$$\Delta\alpha = \begin{cases} 0,1 \cdot t, & \text{при } t \leq 1; \\ 0,1, & \text{при } t \geq 1. \end{cases}$$

Для того, чтобы получить сведения о полных перемещениях элементов системы с учетом статических, необходимо ввести в уравнения вес пачки сортиментов. На конце стрелы манипулятора действует результирующая сила от пачки сортиментов, которая определяется из выражения

$$F_N = Q \cdot \cos^2 \Delta\alpha,$$

где Q – вес пачки сортиментов.

При подъеме вес пачки сортиментов проявляется не сразу, а только с течением некоторого времени и может быть выражен в виде следующей функции времени:

$$Q = \begin{cases} m_c t^{0,5} - t^{0,6}, & \text{при } \Delta\alpha \leq 0,09 \text{ рад}; \\ m_c, & \text{при } \Delta\alpha \geq 0,09 \text{ рад}. \end{cases}$$

Пример

По разработанным математическим моделям проведены расчетно-теоретические исследования влияния параметров гидроманипулятора и груза на динамические показатели устойчивости.

Результаты расчета динамической устойчивости погрузочно-транспортной машины представлены графическими зависимостями максимальных ускорений и перемещений по соответствующей степени свободы от вылета гидроманипулятора на рис. 15, 16 и 17.

На колебания машины значительное влияние оказывает длина вылета гидроманипулятора. Так, при увеличении L_M от 5,5 м до 7,5 м происходит увеличение перемещений Z_1 , θ_1 и Z_2 соответственно в 1,15; 1,5 и 1,46 раза. При этом величина ускорений \ddot{Z}_1 , $\ddot{\theta}_1$ и \ddot{Z}_2 возрастает соответственно в 1,03; 1,7 и 1,2 раза. Увеличение жесткости гидроманипулятора отражается на динамике машины снижением перемещений α_1 и увеличением Z_1 , θ_1 и Z_2 соответственно в 1,2; 1,1 и 1,04 раза, а \ddot{Z}_1 , $\ddot{\theta}_1$ и \ddot{Z}_2 – соответственно в 1,4; 1,7 и 1,1 раза.

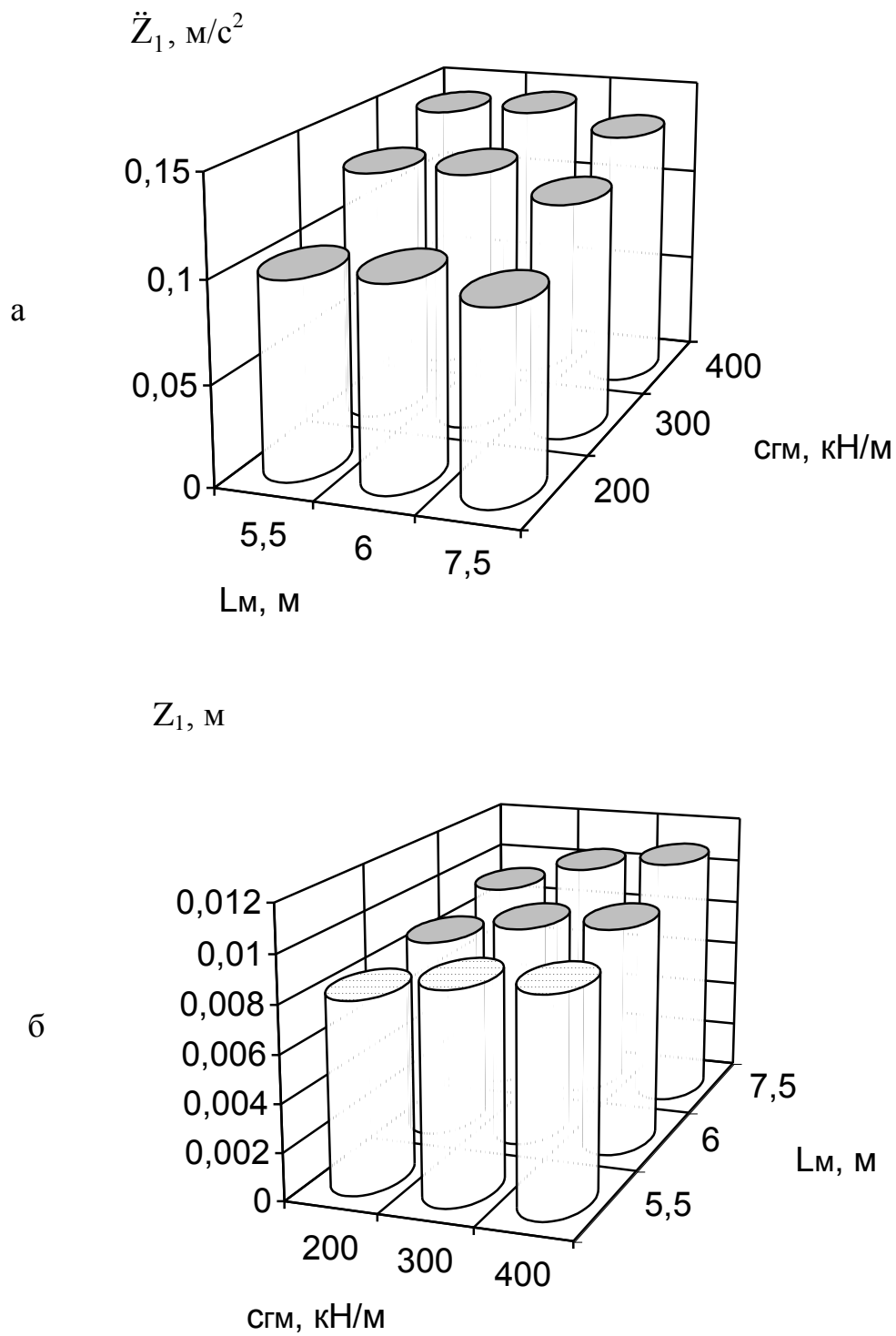


Рис. 15. Зависимость максимальных ускорений \ddot{Z}_1 (а) и перемещений Z_1 (б) от вылета гидроманипулятора L_M и его приведенной жесткости c_{GM}

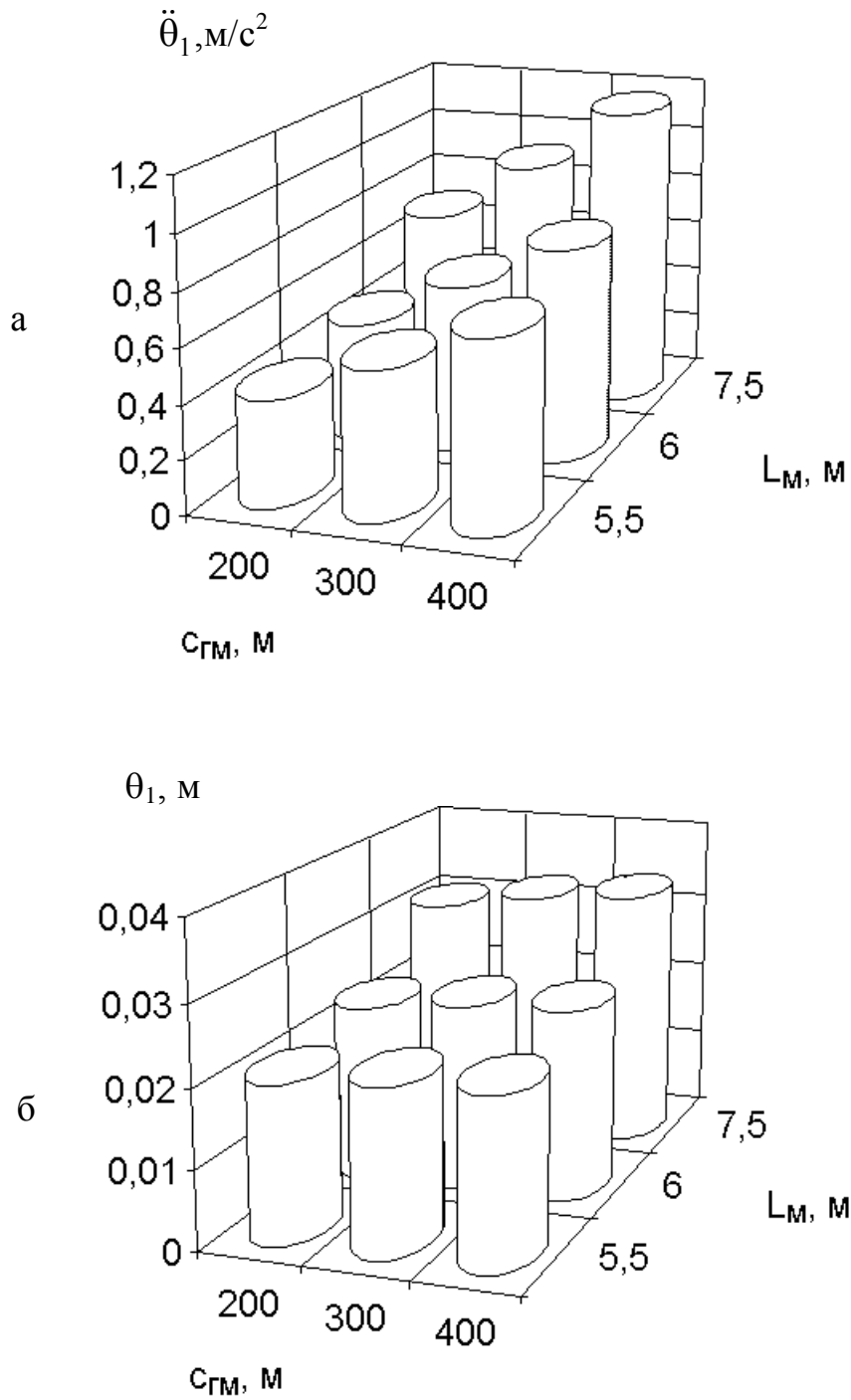


Рис. 16. Зависимость максимальных ускорений $\ddot{\theta}_1$ (а) и перемещений θ_1 (б) от вылета гидроманипулятора L_M и его приведенной жесткости $c_{ГМ}$

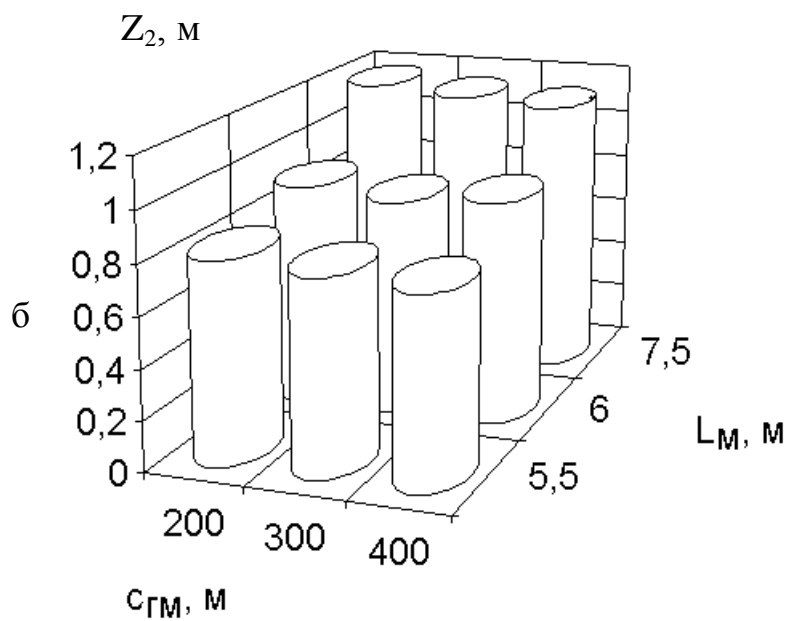
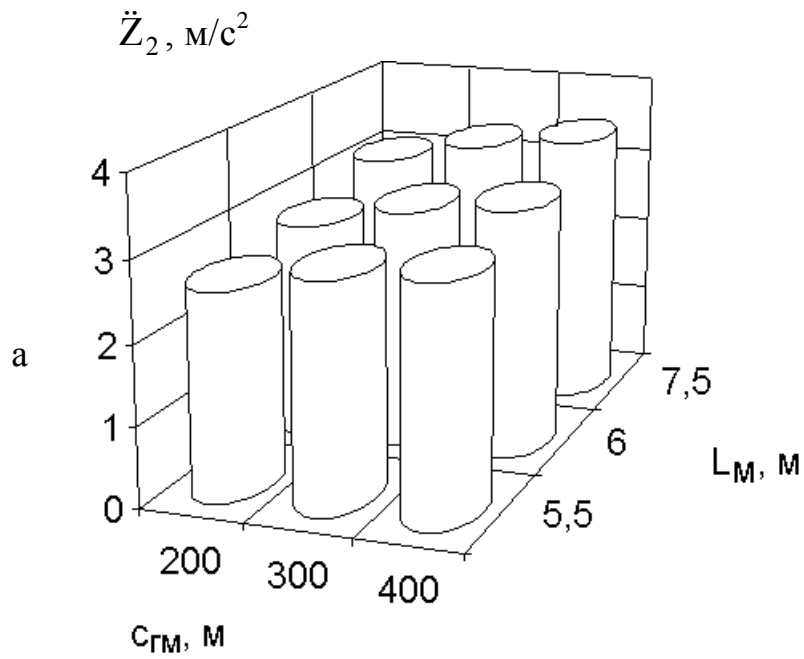


Рис. 17. Зависимость максимальных ускорений \ddot{Z}_2 (а) и перемещений Z_2 (б) от вылета гидроманипулятора L_M и его приведенной жесткости c_{GM}

Качественные и количественные показатели переходных процессов зависят от скорости подъема или опускания пачки сортиментов гидроманипулятором. Изменение скорости подъема в значительной степени влияет на вертикальные колебания машины.

Максимальные значения перемещений θ и α_1 изменяются не столь сильно, однако характер переходных процессов при увеличении $\Delta\dot{\alpha}$ отличается главным образом проявлением в составе кривых $\theta(t)$ и $\alpha_1(t)$ гармоник более высокой частоты. Интенсивное возрастание максимальных значений $Z_{1 \max}$, $\theta_{1 \max}$ и $Z_{2 \max}$ происходит до значений $\Delta\dot{\alpha}=0,3$ рад/с.

На характер переходного процесса оказывает влияние также и характер возмущающей функции, задававшейся при выполнении расчетов в виде кусочно-линейной зависимости $q=t^{1/2}/10$ и $q=t^{1/3}/10$, описывающей закон перемещения стрелы гидроманипулятора под действием гидроцилиндра.

Таким образом, применение разработанной методики позволило оценить поперечную устойчивость лесозаготовительной машины при выполнении погрузочно-разгрузочных операций, а также определить рациональные жесткостные параметры элементов гидроманипулятора. Для обеспечения требуемых показателей устойчивости приведенная к месту установки колонны жесткость манипулятора должна находиться в пределах 250...300 кН/м.

Порядок выполнения работы

- 1) Изучить расчетную схему и методику выполнения исследований.
- 2) В соответствии с заданием выбрать из табл. 5 значения исходных данных к расчету. Выполнить расчеты и получить зависимости перемещений и ускорений от вылета гидроманипулятора L_m и его приведенной жесткости $c_{гм}$.
- 3) Построить графики этих зависимостей и проанализировать их.
- 4) В выводах по работе указать рациональные параметры шасси.

Содержание отчета

В отчете приводятся полученные результаты расчетов, программы решения задачи. По данным расчета строятся зависимости и выполняется их анализ.

8. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДВИЖЕНИЯ УЗКОЗАХВАТНОЙ ВАЛОЧНОЙ МАШИНЫ С ДЕРЕВОМ

Расчетная схема (рис. 18) позволяет комплексно исследовать динамику системы "двигатель–технологическое оборудование–дерево". Дерево представлено в виде дискретных масс m_1 , m_2 , m_3 , соединенных между собой безынерционным стержнем. Причем масса m_1 совместно учитывает часть массы дерева и ЗСУ.

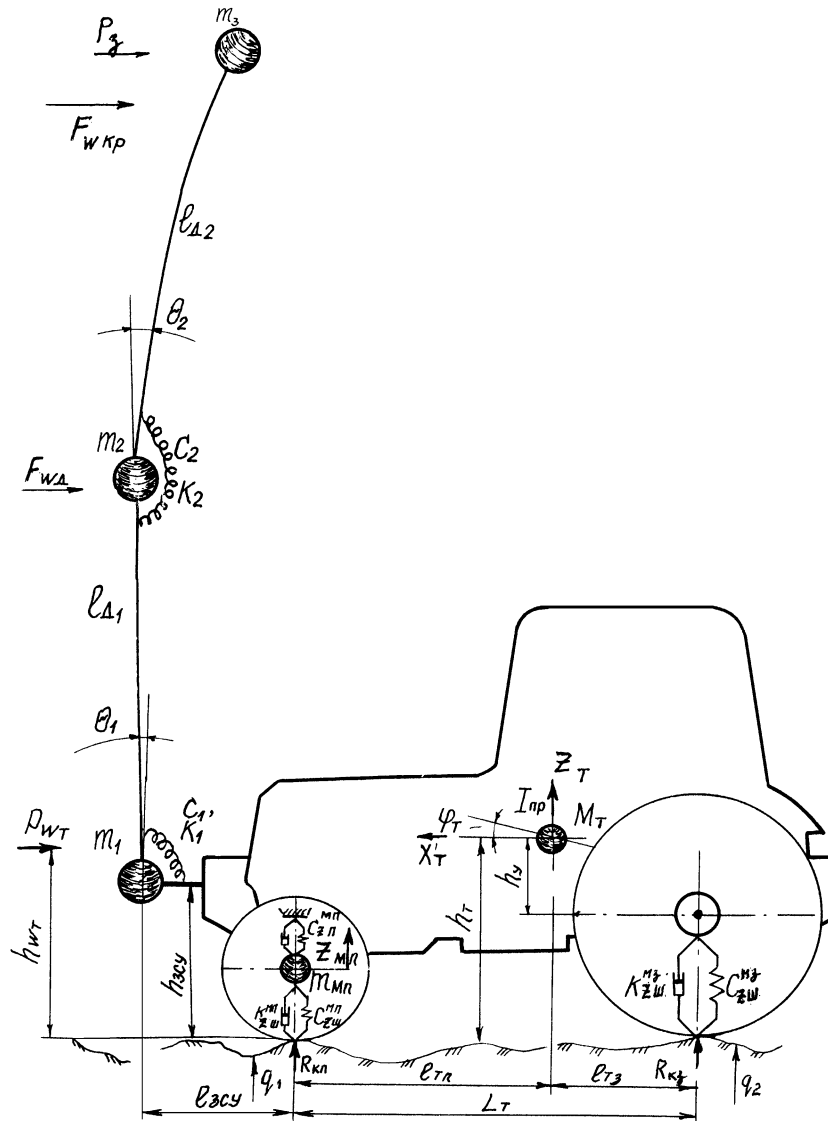


Рис. 18. Расчетная схема колебаний УВМ

Поперечная жесткость ствола дерева моделируется упругим элементом с коэффициентом жесткости c_2 . Связь трактора с деревом и ЗСУ осуществляется посредством звена жесткостью c_1 . Все упругие звенья системы обладают также демпфирующим сопротивлением.

Расчетная динамическая схема системы "двигатель–предмет труда" имеет шесть степеней свободы, позволяющих описать колебания ее масс в продольной вертикальной плоскости. Положение УВМ определяется следующими обобщенными координатами: угловыми перемещениями массы трактора Φ_T ; вертикальными перемещениями центра тяжести трактора и переднего моста $Z_T, Z_{МП}$; продольным перемещением машины X_T ; углами поворота дискретных масс дерева θ_1, θ_2 .

На расчетной схеме приведены следующие обозначения инерционно-массовых, жесткостных, размерных и кинематических параметров динамической системы .

Моменты инерции: $J_{пр}$ – момент инерции трактора с ЗСУ и деревом; J_1, J_2 – моменты инерции соответствующих масс дерева.

Массы: M_T – подрессоренная масса трактора; $m_{МП}$ – неподдресоренная масса переднего ведущего моста; m_1, m_2, m_3 – дискретные массы дерева.

Жесткости: $c_{ЗП}^{МП}, k_{ЗП}^{МП}$ – суммарная вертикальная жесткость и сопротивление подвески переднего моста; $c_{ЗШ}^{МЗ}, k_{ЗШ}^{МЗ}, c_{ЗШ}^{МП}, k_{ЗШ}^{МП}$ – вертикальные жесткости и сопротивления соответствующих шин мостов машины; c_1, k_1 – жесткость и сопротивление ЗСУ; c_2, k_2 – жесткость и сопротивления изгибным деформациям дерева.

Геометрические параметры: L_T – база трактора; $l_{ТП}, l_{ТЗ}, h_T$ – координаты центра тяжести трактора; $l_{ЗСУ}, h_{ЗСУ}$ – координаты центра тяжести ЗСУ; $l_{д1}, l_{д2}$ – геометрические параметры дерева; $q_{МП}, q_{МЗ}$ – текущие значения высоты неровностей под колесами машины.

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{1}{2} I_{пр} \cdot \dot{\Phi}_T^2 + \frac{1}{2} M_T \cdot \dot{x}_T^2 + \frac{1}{2} M_T \cdot \dot{z}_T^2 + \frac{1}{2} M_{МП} \cdot \dot{z}_{МП}^2 + \frac{1}{2} I_1 \cdot \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} I_2 \cdot \dot{\theta}_2^2.$$

Потенциальная энергия системы равна

$$\Pi = \frac{1}{2} c_{ЗШ}^{МП} \cdot (z_{МП} - q_1)^2 + \frac{1}{2} c_{ЗШ}^{МЗ} \cdot (z_T - \Phi_T l_{ТЗ} - q_2)^2 + \frac{1}{2} c_{ЗП}^{МП} \cdot (z_T + \Phi_T l_{ТП} - z_{МП})^2 + \frac{1}{2} c_1 \cdot (x_T - l_{д1} (\Phi_T - \theta_1))^2 + \frac{1}{2} c_2 \cdot (x_T - l_{д1} (\Phi_T - \theta_1) - \theta_2 l_{д2})^2.$$

Диссипативная функция R составляется аналогично с учетом потерь в приводе технологического оборудования и подвески.

Система дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы УВМ в продольной вертикальной плоскости, имеет вид

$$I_{\text{пр}} \cdot \ddot{\varphi}_T - c_{\text{ЗШ}}^{\text{МЗ}} \cdot l_{\text{ТЗ}} \cdot (z_T - \varphi_T l_{\text{ТЗ}} - q_2) + c_{\text{ЗП}}^{\text{МП}} \cdot l_{\text{ТП}} \cdot (z_T + \varphi_T l_{\text{ТП}} - z_{\text{МП}}) + c_1 l_{\text{д1}} \cdot (x_T - l_{\text{д1}}(\varphi_T - \theta_1)) + c_2 l_{\text{д1}} \cdot (x_T - l_{\text{д1}}(\varphi_T - \theta_1) - \theta_2 l_{\text{д2}}) = -P_{\text{WT}} \cdot h_{\text{WT}} - P_{\text{WD}} \cdot l_{\text{д1}};$$

$$M_T \cdot \ddot{x}_T + c_1 \cdot (x_T - l_{\text{д1}}(\varphi_T - \theta_1)) + c_2 \cdot (x_T - l_{\text{д1}}(\varphi_T - \theta_1) - \theta_2 l_{\text{д2}}) = -P_3 - P_{\text{WT}} - P_{\text{WD}};$$

$$M_T \cdot \ddot{z}_T + c_{\text{ЗШ}}^{\text{МЗ}} \cdot (z_T - \varphi_T l_{\text{ТЗ}} - q_2) + c_{\text{ЗП}}^{\text{МП}} \cdot (z_T + \varphi_T l_{\text{ТП}} - z_{\text{МП}}) = 0;$$

$$M_{\text{МП}} \cdot \ddot{z}_{\text{МП}} + c_{\text{ЗШ}}^{\text{МП}} \cdot (z_{\text{МП}} - q_1) + c_{\text{ЗП}}^{\text{МП}} \cdot (z_T + \varphi_T l_{\text{ТП}} - z_{\text{МП}}) = 0;$$

$$I_2 \cdot \ddot{\theta}_1 + c_1 l_{\text{д1}} \cdot (x_T - l_{\text{д1}}(\varphi_T - \theta_1)) + c_2 l_{\text{д1}} \cdot (x_T - l_{\text{д1}}(\varphi_T - \theta_1) - \theta_2 l_{\text{д2}}) = -P_3 \cdot l_{\text{д1}} - P_{\text{WD}} \cdot l_{\text{д1}};$$

$$I_2 \cdot \ddot{\theta}_2 - c_2 l_{\text{д2}} \cdot (x_T - l_{\text{д1}}(\varphi_T - \theta_1) - \theta_2 l_{\text{д2}}) = -P_3 \cdot l_{\text{д2}} - P_{\text{WD}} \cdot l_{\text{д2}},$$

где P_{WT} , P_{WD} – силы сопротивления воздушного потока трактора и дерева; P_3 – сила сопротивления от зацепа.

Динамические реакции связей на колеса передней и задней оси определяются по выражениям

$$R_{\text{кп}} = k_{\text{ЗШ}}^{\text{МП}} (\dot{z}_{\text{МП}} - q_1(t)) + c_{\text{ЗШ}}^{\text{МП}} (z_{\text{МП}} - q_1(t));$$

$$R_{\text{кз}} = k_{\text{ЗШ}}^{\text{МЗ}} (\dot{z}_T - \dot{\varphi}_T \cdot l_{\text{ТЗ}} - \dot{q}_2(t)) + c_{\text{ЗШ}}^{\text{МЗ}} (z_T - \varphi_T \cdot l_{\text{ТЗ}} - q_2(t)).$$

Порядок выполнения работы

1) Изучить расчетную схему и методику выполнения исследований.

2) В соответствии с заданием выбрать из табл. 6 значения исходных данных к расчету. Выполнить расчеты и получить зависимости средних квадратичных ускорений $\sigma(\ddot{Z}_T, \ddot{\varphi}_T) = f(v)$ и вертикальных нагрузок на оси трактора от скорости движения $\sigma(R_1, R_2) = f(v)$.

3) Построить графики этих зависимостей и проанализировать их.

4) В выводах по работе указать рациональные режимы движения трелевочного трактора.

Содержание отчета

В отчете приводятся полученные результаты расчетов, программы решения задачи. По данным расчета строятся зависимости и выполняется их анализ.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Табл. 1. Исходные данные к заданию

Вариант	M, т	m ₁ , т	m ₂ , т	J, т·м ²	c _{ш1} , кН/м	c _{ш2} , кН/м	c _x , кН/м	a, м	b, м	d, м	L _x , м	l _{1x} , м	Скорость движения и время реализации					
													1		2		3	
													V, км/ч	t, с	V, км/ч	t, с	V, км/ч	t, с
1	8,0	2,0	1,5	12	400	500	300	1,5	2	-	18	6	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
2	8,5	2,3	1,7	13	400	400	120	1,5	2,3	0,3	15	10	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
3	9,0	1,8	1,9	14	600	500	350	1,7	2,3	1,2	17	5	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
4	4,0	0,9	0,8	10	1000	1200	450	1,2	2,0	0,1	13	7	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
5	3,7	0,8	0,5	9	800	800	300	1,3	2,1	--	14	10	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
6	3,5	0,6	0,8	8	1300	1400	400	1,4	2,0	0,4	15	5	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
7	8,1	2,1	1,5	12	400	500	300	1,5	2	0,5	20	15	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
8	8,5	3,1	2,1	13	400	400	300	1,5	2,3	0,3	24	8	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
9	9,3	2,1	1,5	14	600	500	240	1,7	2,3	0,3	24	16	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
10	4,1	1,2	2,1	10	1000	1200	210	1,2	2,0	--	25	17	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
11	3,7	1,7	1,4	9	800	800	340	1,3	2,1	0,1	23	10	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
12	3,5	1,4	1,3	8	1300	1400	240	1,4	2,0	0,2	18	6	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
13	8,6	1,5	1,4	14	600	500	300	1,7	2	0,7	19	10	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
14	9,5	1,3	1,1	15	700	800	250	2,5	2,7	0,7	20	15	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
15	10,0	2,5	1,9	17	800	700	240	1,7	2,3	0,3	21	7	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
16	6,0	2,7	1,5	11	1200	1200	270	1,4	2,0	--	22	15	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
17	7,7	2,1	1,8	12	1800	1800	300	1,6	2,1	0,1	25	10	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
18	4,5	1,3	1,2	18	650	650	350	1,4	1,5	0,5	19	7	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5

Табл. 2. Исходные данные к заданию

№	M, т	J, т·м ²	c _{ш1} , кН/м	c _{ш2} , кН/м	a, м	b, м	Тип доро- ги	L _н , м	H _н , м	Скорость движения и время реализации					
										1		2		3	
										V, км/ч	t, с	V, км/ч	t, с	V, км/ч	t, с
1	8	12	400	500	1,5	2	v	--	--	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
2	8,5	13	400	400	1,5	2,3	v	--	--	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
3	9	14	600	500	1,7	2,3	v	--	--	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
4	4	10	1000	1200	1,2	2,0	d	--	--	20	9	30	6	40	4,5
5	3,7	9	800	800	1,3	2,1	d	--	--	20	9	30	6	40	4,5
6	3,5	8	1300	1400	1,4	2,0	d	--	--	20	9	30	6	40	4,5
7	8	12	400	500	1,5	2	--	0,4	0,2	3,6	1	7,2	1	10,8	1
8	8,5	13	400	400	1,5	2,3	--	0,4	0,1	3,6	1	7,2	1	10,8	1
9	9	14	600	500	1,7	2,3	--	0,3	0,15	3,6	1	7,2	1	10,8	1
10	4	10	1000	1200	1,2	2,0	--	0,1	0,07	20	1	30	1	40	1
11	3,7	9	800	800	1,3	2,1	--	0,2	0,09	20	1	30	1	40	1
12	3,5	8	1300	1400	1,4	2,0	--	0,1	0,1	20	1	30	1	40	1
13	8,6	14	600	500	1,7	2	v	--	--	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
14	9,5	15	700	800	2,5	2,7	v	--	--	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
15	10	17	800	700	1,7	2,3	v	--	--	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
16	6	11	1200	1200	1,4	2,0	d	--	--	20	9	30	6	40	4,5
17	7,7	12	1800	1800	1,6	2,1	d	--	--	20	9	30	6	40	4,5
18	7,5	12	1400	1400	1,7	2,0	d	--	--	20	9	30	6	40	4,5

Табл. 3. Исходные данные к заданию

Варианты	M ₁ , Т	J ₁ , Т·М ²	C _{ш1} , кН/М	C _{ш2} , кН/М	C _{ш3} , кН/М	а, м	b, м	l ₁₁ , м	l ₁₂ , м	Скорость движения и время реализации					
										1		2		3	
										V, км/ч	t, с	V, км/ч	t, с	V, км/ч	t, с
1	8	12	400	500	500	1,5	2	0,5	0,5	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
2	8,5	13	400	400	400	1,5	2,3	0,7	0,7	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
3	9	14	600	500	500	1,7	2,3	0,6	0,6	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
4	4	10	1000	1200	1200	1,2	2,0	0,5	0,5	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
5	3,7	9	800	800	800	1,3	2,1	0,4	0,4	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
6	3,5	8	1300	1400	1400	1,4	2,0	0,3	0,3	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
7	8	12	400	500	500	1,5	2	0,4	0,4	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
8	8,5	13	400	400	400	1,5	2,3	0,5	0,5	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
9	9	14	600	500	500	1,7	2,3	0,5	0,5	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
10	4	10	1000	1200	1200	1,2	2,0	0,7	0,7	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
11	3,7	9	800	800	800	1,3	2,1	0,6	0,6	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
12	3,5	8	1300	1400	1400	1,4	2,0	0,5	0,5	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
13	8,6	14	600	500	500	1,7	2	0,4	0,4	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
14	9,5	15	700	800	800	2,5	2,7	0,3	0,3	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
15	10	17	800	700	700	1,7	2,3	0,4	0,4	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
16	6	11	1200	1200	1200	1,4	2,0	0,5	0,5	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
17	7,7	12	1800	1800	1800	1,6	2,1	0,4	0,4	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
18	7,5	12	1400	1400	1400	1,7	2,0	0,3	0,3	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5

Табл. 4. Исходные данные к заданию

Вариант	c_{p1} , кН/м	c_{p2} , кН/м	$c_{ш1}$, кН/м	$c_{ш2}$, кН/м	$c_{ш3}$, кН/м	$c_{ш4}$, кН/м	c_x , кН/м	Скорость движения (V , км/ч)		
								1	2	3
1	400	500	800	1600	1600	1600	700	20	30	40
2	400	600	800	1800	1600	1600	700	20	30	40
3	400	700	800	2000	1600	1600	700	20	30	40
4	800	800	700	1700	1600	1600	800	30	40	50
5	800	900	700	1800	1600	1600	800	30	40	50
6	800	1000	700	2000	1600	1600	800	30	40	50
7	600	500	600	1200	1500	1500	940	40	50	60
8	600	650	600	1400	1500	1500	940	40	50	60
9	600	800	600	1600	1500	1500	940	40	50	60
10	600	500	1600	3200	2600	2600	800	30	40	50
11	600	700	1600	3400	2600	2600	800	30	40	50
12	600	900	1600	3600	2600	2600	800	30	40	50
13	450	500	800	1600	1600	1600	700	20	30	40
14	300	600	800	1800	1600	1600	700	20	30	40
15	500	700	800	2000	1600	1600	700	20	30	40
16	750	800	700	1700	1600	1600	800	30	40	50
17	900	800	700	1800	1600	1600	800	30	40	50
18	600	900	700	2000	1600	1600	800	30	40	50

Табл. 5. Исходные данные к заданию

Вариант	M_1 , т	J , т·м ²	$c_{ш1}$, кН/м	$c_{ш2}$, кН/м	$c_{ГМ}$, кН/м	l_1 , м	l_2 , м	L_M , м	M_2 , т
1	80	120	400	400	300	1,5	1,5	8	6
2	85	130	400	400	120	1,5	1,5	5	10
3	90	140	600	600	350	1,7	1,7	7	5
4	40	100	1000	1000	450	1,2	1,2	10	7
5	37	90	800	800	300	1,3	1,3	4	10
6	35	80	1300	1300	400	1,4	1,4	5	5
7	80	120	400	400	300	1,5	1,5	7	15
8	85	130	400	400	300	1,5	1,5	4	8
9	90	140	600	600	240	1,7	1,7	6	16
10	40	100	1000	1000	210	1,2	1,2	8	17
11	37	90	800	800	340	1,3	1,3	9	10
12	35	80	1300	1300	240	1,4	1,4	18	6
13	86	140	600	600	300	1,7	1,7	19	10
14	95	150	700	700	250	1,5	1,5	20	15
15	100	170	800	800	240	1,7	1,7	21	7
16	60	110	1200	1200	270	1,4	1,4	22	15
17	77	120	1800	1800	300	1,3	1,3	25	10
18	68	110	900	900	250	1,2	1,2	12	7

Табл. 6. Исходные данные к заданию

Вариант	M_T, T	$J_T, T \cdot M^2$	$c_{ш1},$ кН/м	$c_{ш2},$ кН/м	$c_x,$ кН/м	$l_{тп}, M$	$l_{тз}, M$	l_1, M	l_2, M	Скорость движения и время реализации					
										1		2		3	
										$V, км/ч$	$t, с$	$V, км/ч$	$t, с$	$V, км/ч$	$t, с$
1	3,5	12	400	500	3	1,5	2	4	7	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
2	2,5	13	400	400	5,2	1,5	2,3	5	7	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
3	4	14	300	500	3,5	1,7	2,3	7	10	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
4	4,5	10	600	700	4,5	1,2	2,0	3	7	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
5	3,7	9	600	800	3	1,3	2,1	4	6	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
6	3,5	8	300	400	4	1,4	2,0	5	8	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
7	5	12	400	500	3	1,5	2	10	15	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
8	4,5	13	400	600	3,6	1,5	2,3	4	6	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
9	4	14	300	500	2,4	1,7	2,3	4	6	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
10	4,3	10	1000	1200	2,1	1,2	2,0	5	7	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
11	3,7	9	600	800	3,4	1,3	2,1	6	10	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
12	3,5	8	700	800	4,9	1,4	2,0	8	10	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
13	4,6	14	600	700	3,8	1,7	2	9	13	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
14	4,5	15	700	800	5,6	2,5	2,7	10	15	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
15	3,5	17	800	900	2,4	1,7	2,3	7	9	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
16	4	11	1000	1200	2,7	1,4	2,0	6	9	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
17	3,7	12	800	1000	3,8	1,6	2,1	5	8	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5
18	5,3	11	500	600	3	1,5	2	10	15	3,6	15	7,2	7,5	10,8	5

ЛИТЕРАТУРА

1. Анисимов Г.М. Условия эксплуатации и нагруженность трансмиссии трелевочного трактора. – М.: Лесная промышленность, 1975. – 166 с.
2. Котиков В.М. Исследование динамических нагрузок в силовой передаче гусеничного трелевочного трактора: Автореф. дис.... канд. техн. наук. – М., 1971. – 21 с.
3. Галицкий Е.Н. Исследование динамики движения колесного трелевочного трактора на неустановившихся режимах: Дис.... канд. техн. наук. – Краснодар, 1978. – 193 с.
4. Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Семенов В.М. и др. Транспортные средства на высокоэластичных движителях. – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.
5. Силуков Ю.Д. Исследование особенностей динамических процессов в основных агрегатах лесотранспортных машин: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. – М., 1973. – 43 с.
6. Николюк В.С. Исследования динамической нагруженности трансмиссии и ходовой части лесовозного автопоезда типа МАЗ в горных условиях: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1981. – 23 с.
7. Жуков А.В. Проектирование лесопромышленного оборудования. Мн.: Выш. шк., 1990. – 312 с.
8. Кочнев А.М. Повышение эксплуатационных свойств колесных трелевочных тракторов путем обоснования их основных параметров: Дис. ... докт. техн. наук. – С.-Петербург, 1995. – 415 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Структура расчетных схем лесных машин	3
2. Виды воздействий и их классификация	19
3. Динамика трелевочного трактора	22
4. Расчет плавности хода колесной погрузочно-транспортной машины 4К4.....	24
5. Оценка динамической нагруженности колесного шасси 6К6	26
6. Динамика лесовозного автопоезда	29
7. Динамика манипуляторных машин	32
8. Моделирование процесса движения узкозахватной валочной машины с деревом	39
Приложение	43
Литература	49