

УДК 630*377.4:629.017

В. А. Симанович, Д. А. Кононович, В. С. Исаченков
Белорусский государственный технологический университет

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОЛЕСНЫХ ЛЕСНЫХ МАШИН

Колесные лесные машины создаются на базе узлов-модулей с использованием шасси тракторов сельскохозяйственного назначения. Рассмотрение вертикальной динамики в сложных условиях эксплуатации невозможно представить без взаимосвязанных динамических явлений случайного характера. В публикации рассмотрены вопросы динамической нагруженности колесного многофункционального трактора в переходных режимах работы в зависимости от параметров двигателя, элементов трансмиссии и ходовой системы. Разработана математическая модель движения колесного лесного трактора в ведомом режиме без проскальзывания колес. Определены цифровые величины продольных и вертикальных ускорений на сиденье водителя. Проведены расчетные исследования по увеличению скорости движения специальных колесных лесных машин, характеристики расхода топлива и другие показатели, относящиеся к тягово-динамическим свойствам. Объект исследования представлен в виде многомассовой динамической колебательной системы.

Ключевые слова: колесный лесной трактор, динамика, нагруженность, математическая модель, трансмиссия, ходовая система

V. A. Simanovich, D. A. Kononovich, V. S. Isachenkov
Belarusian State Technological University

INFLUENCE ON DYNAMIC LOADING PERFORMANCE WHEEL FORESTRY MACHINERY

Wheeled forestry machines are based on the modules nodes using chassis truck tori-agricultural purposes. Consideration of the vertical dynamics in complex environments can not be imagined without the interrelated phenomena of dynamic random nature. The publication of the issues of dynamic loading of co-forestry multipurpose tractor in transient modes, depending on the parameters pa-engine, transmission components and chassis systems. A mathematical model of the motion of the wheel tractor Forestry in slave mode without wheelspin. Determined the numerical values of the longitudinal and vertical accelerations on the driver's seat. We conducted research to increase computational speed special wheeled forestry machines, fuel consumption characteristics and other indicators relating to trailer dynamic properties. The object of study is presented in the form of dynamic multimass-tion of the oscillating system.

Key words: wheeled forest tractor, dynamics, loading, mathematical model, transmission, suspension system

Введение. Колесные лесные машины создаются на базе узлов-модулей с использованием шасси тракторов сельскохозяйственного назначения. Применение машин на операциях основного и вспомогательного назначения полностью позволит исключить ручной труд. Основные операции связаны с валкой, обрезкой сучьев, трелевкой и вывозкой древесины. К операциям вспомогательного назначения можно отнести работы по сбору порубочных остатков и подготовке лесосеки к лесовосстановлению. Нагруженность оборудования таких лесных машин зависит от параметров транспортируемого груза и внешних факторов, определяемых условиями передвижения. Работа транспортного средства

зависит от различных внутренних и внешних факторов воздействия, природу возникновения которых необходимо исследовать.

Основная часть. Вертикальная динамика колесной лесной машины прежде всего связана с теоретическим или экспериментальным определением вертикальных ускорений в узлах и агрегатах, воздействие на которые приходится от внешних источников возмущения. Для лесных колесных машин это прежде всего неровности микропрофиля трелевочных волоков, внутренняя структура которых определяется параметрами статистических показателей. Присутствие на пути движения колесного трелевочного трактора единичных неровностей

исследователи [1] относят к разряду явлений выброса, которые обычно гасятся демпфированием шин, подвески или же упругих элементов в самой конструкции базовой машины, или технологического оборудования. Рассмотрение вертикальной динамики в сложных условиях эксплуатации невозможно представить без взаимосвязанных динамических явлений случайного характера. Эргономические и эксплуатационные показатели колесных трелевочных тракторов на ранних этапах исследований определялись по величине вертикальных ускорений на сиденье водителя. Исходя из этого выбирались параметры поддрессоренного сиденья для колесных тракторов. В качестве отправной цифры величина ускорений на сиденье водителя не должна превышать 0,25g. Исследования сельскохозяйственной и лесной техники подтвердило состоятельность таких предположений по воздействию колебаний узлов и агрегатов на организм человека. Исходя из таких заключений, конструкторами выбирались основные параметры не только упруго-демпфирующих систем машины, но и размерные величины базовых узлов и агрегатов. Основные расчеты параметров систем производились на основании уравнений Лагранжа II рода с последующим использованием их для расчета собственных частот колебаний. Пренебрежение к такому подходу в расчетах в настоящий период приводит в конечном итоге к тому, что узлы и агрегаты не выдерживают динамических нагрузок эксплуатационного периода и поломки появляются в них раньше гарантированного пробега или наработки.

Устранение причин возникновения таких отказов должно базироваться на системном анализе с учетом расчетно-теоретических исследований, включающих индивидуальный подход при выборе параметров модулей-агрегатов колесных лесных машин многоцелевого назначения.

Единичные воздействия на ходовую систему имеют различную форму, их характеристики изучены и обобщены по критерию воздействия на неподдрессоренные и поддрессоренные массы базовой машины. Исследованиями была доказана целесообразность применения упругой подвески в конструкции переднего моста колесного трелевочного трактора.

Расчетные исследования по увеличению скорости движения специальных лесных машин, характеристики расхода топлива и другие показатели, относящиеся к тягово-динамическим, проводятся с позиции представления объекта в виде многомассовой колебательной

системы. Такое представление динамических явлений позволит выявить влияние каждого из элементов системы на тяговую динамику с учетом внешних нелинейных характеристик источника энергии, параметров жесткости трансмиссии, шин, специального оборудования, их демпфирующих свойств. Научные исследования последних лет показывают, что скорость передвижения специальных машин, таких как тракторы, по дороге уменьшается в результате рассеивания части мощности двигателя на колебания его агрегатов.

Рассмотрение неустановившегося процесса взаимодействия двигателя с транспортным средством как колебательной системой позволяет расширить границы физического понимания реального процесса этого взаимодействия, уточняет пути совершенствования влияния динамики процессов на надежность узлов и агрегатов.

В процессе исследований вертикальной нагруженности была взята двухмассовая колебательная система «двигатель – трансмиссия – шины – поступательно движущаяся масса трактора». Был сделан ряд допущений, не позволяющих снизить в целом уровень и значимость проводимых исследований [2]. В случае жесткого крепления двигателя к олову нагрузка в виде крутящего момента на коренную шейку коленчатого вала формируется статическими сопротивлениями и динамическими силами от колебаний при переходном процессе в системе. Этот процесс обуславливается изменением по времени t действующего на двухмассовую систему момента двигателя M_e с учетом особенностей изменения его характеристики по изменению угла поворота коленчатого вала ϕ_1 . С позиций механики динамику разгона лесного колесного трактора с колесной формулой 4К4 как двухмассовой системы (рисунок) с обобщающими координатами ϕ_1 и x_T (угловая для двигателя, поступательная для трактора) можно представить дифференциальными уравнениями второго порядка с учетом характеристики двигателя.

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\phi}_1 + c \left(\phi_1 - \frac{x_T}{r_k} i \right) + K \left(\dot{\phi}_1 - \frac{\dot{x}_T}{r_k} i \right) &= M_e, \\ M \frac{r_k}{i} \ddot{x}_T - c \left(\phi_1 - \frac{x_T}{r_k} i \right) - k \left(\dot{\phi}_1 - \frac{\dot{x}_T}{r_k} i \right) + \\ + \frac{r_k}{i} (P_{fT} + W \dot{x}_T^2) &= 0, \\ M_e &= \psi(t, \phi_1), \end{aligned} \right\} (1)$$

где J_1 – момент инерции вращающихся частей двигателя и маховика, кгм^2 ; c , k – крутильная

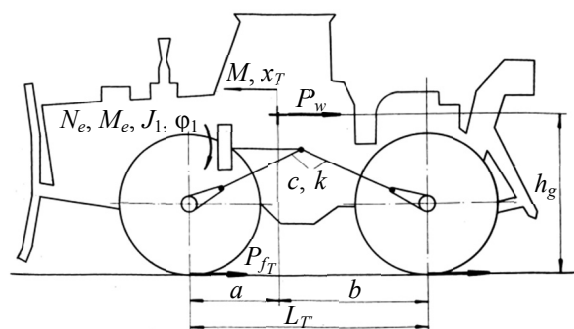
жесткость трансмиссии и ее демпфирование, приведенные к двигателю, (кНм)/рад, Нмс/рад; x_T – поступательная координата; i – передаточное число трансмиссии колесного трактора; M – поступательно движущаяся масса трактора, кг; r_k – радиус качения ведущих колес трактора, м; $P_{fT} + W\dot{x}_T^2$ – сила сопротивления движению колесного лесного трактора, кН; $P_{fT} = P_{f1} + P_{f2}$ – сила сопротивления качению колесного трактора, кН; $P_w = W\dot{x}_T^2$ – сила сопротивления воздушной среды, кН;

Физическая сущность рассматриваемого процесса заключается в том, что переменное по времени внешнее возмущение в виде $M_e(t)$ вызывает в колебательной системе «двигатель – трансмиссия – движитель – трактор» динамические переходные процессы. В свою очередь эти процессы передают на двигатель переменную по времени нагрузку, которая с учетом характеристики двигателя искажает внешние возмущения $M_e(t)$. Тогда можно сделать предположение, что в этом случае достигается не равноускоренный, а колебательно ускоренный разгон. В этом случае математическое описание подобных явлений разбивают на две внешние составляющие. Трансмиссия колесного лесного трактора, шины и другие агрегаты обладают высокой податливостью, и на режимах разгона агрегата имеет место существенная динамическая колебательная нагрузка на двигатель, которая явно проявляется на режимах разгона. Повышение динамики разгона лесного трактора лежит в области демпфирования колебаний системы «двигатель – трансмиссия – шина – трактор» за счет ее внутренних сил, что, в свою очередь, приводит к меньшим амплитудным колебаниям угловой скорости двигателя ϕ_1 на нелинейной внешней стороне характеристики.

Для решения уравнений необходимо преобразование их по Лапласу, после чего они представляются как уравнения с периодическими и непериодическими членами. Расчетные исследования показали, что при возмущениях от двигателя в любой сложной системе, движущейся в переходном режиме, в том числе и в системе с реактивными элементами, внутренние демпфирующие силы в реактивных контурах трансмиссий не влияют на скорость непериодического движения трактора. На эту скорость влияют внешние силы демпфирования, в том числе и силы сопротивления вращению деталей трансмиссий, движителей и их демпфирования при качении по неровной поверхности.

Таким образом, переменное по времени силовое возмущение колебательной системы при

условии независимости источника мощности от этих колебаний полным образом определяет физическую сущность динамического поведения системы с неограниченным источником мощности. Однако это не отвечает реальным явлениям взаимодействия двигателя внутреннего сгорания с приводной динамической системой колесного трелевочного трактора, так как источник мощности его движения ограничен.



Расчетная схема колесного трактора

Наибольшее преимущество в отношении реализации тягово-сцепных качеств на деформируемых грунтах имеют транспортные средства, конструкция движителей которых является полноприводной. В этом случае различие в радиусах качения движителей при трогании с места вызывает перераспределение крутящих моментов по ведущим мостам и упругое закручивание валов. Радиусы качения эластичных движителей зависят от типа и точности изготовления движителя, конструктивных особенностей машин (кинематическая схема привода), числа и расположения ведущих мостов, статического распределения веса по осям, условий эксплуатации, рельефа местности, интенсивности режимов работы.

Заключение. Методика вертикальной нагруженности колесных лесных машин может быть применена для колесных шасси, используемых на различных технологических операциях лесозаготовительного и лесовосстановительного процессов, включающих ряд последовательных операций, входящих в перечень работ, выполнение которых является обязательным условием. Установлено, что возникающие при этом вертикальные и продольные ускорения являются ограничительным фактором физиологического воздействия на человека. Для колесных машин продольные ускорения составляют 38%, а вертикальные 59% от поглощаемой мощности колебаний, что отражает сложность восприятия колебаний оператором [1]. Такой подход при решении задач динамики нагружения лесных машин позволит разграничить отдельные составляющие в кинематической цепи по звеньям.

Литература

1. Микулик Т. Н. Методика и алгоритмы управления колебаниями системы «оператор – сиденье» транспортных средств: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.01. Минск, 2015. 164 л.
2. Борисевич С. А. Динамические модели ствола дерева и их применение к оценке эксплуатационной нагруженности лесозаготовительных машин: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.04. Минск, 2015. 147 л.

References

1. Mikulik T. N. *Metodika i algoritmy upravleniya kolebaniyami sistemy «operator – siden'e» transportnyh sredstv: Dis. kand. tekhn. nauk* [Methods and algorithms for vibration control system “operator – seat” vehicles. Dis. cand. techn. sci.]. Minsk, 2015. 164 p.
2. Borisevich S. A. *Dinamicheskie modeli stvola dereva i ih primenenie k otsenke ekspluatatsionnoi nagruzhennosti lesozagotovitel'nyh mashin: : Dis. kand. tehn. nauk* [Dynamic models of a tree trunk and their application to the estimation of operational-loaded logging trucks. Dis. cand. techn. sci.]. Minsk, 2015. 147 p.

Информация об авторах

Симанович Василий Антонович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры лесных машин и технологии лесозаготовок. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: lmitlz@belstu.by

Кононович Денис Александрович – аспирант кафедры лесных машин и технологии лесозаготовок. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: denkon_92@mail.ru

Исаченков Владимир Сергеевич – ассистент кафедры инженерной графики. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: ivsby@tut.by

Information about the authors

Simanovich Vasily Antonovich – PhD (Engineering), Assistant Professor, Assistant Professor of the Department Logging Machinery and Technology. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: lmitlz@belstu.by

Kononovich Denis Aleksandrovich – PhD student of the Department of Logging Machinery and Technology. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail:denkon_92@mail.ru

Isachenkov Vladimir Sergeevich – assistant of the Department of Engineering Drawing. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: ivsby@tut.by

Поступила 15.02.2016