

УДК 630*377.44

В.А. Симанович, доцент; А.И. Смеян, доцент;
В.А. Бобрович, доцент; С. Э. Бобровский, ст. преподаватель

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ ТРАКТОРОВ ПРИ ТРОГАНИИ С МЕСТА

Dynamic model of forces wheel skidder are considered and new data if research are described.

Повышение эргонасыщенности и скоростей движения, улучшение тягово-динамических качеств колесных тракторов сельскохозяйственного и специального назначения привело к интенсивному увеличению динамических процессов, происходящих в узлах и агрегатах машин. Это в полной мере относится и к лесным агрегатным машинам на колесном ходу.

В разделе тягового расчета классических трудов [1, 2] по теории трактора последний рассматривается как единое твердое тело, подверженное статическому воздействию тягового сопротивления прицепных и навесных орудий и средств, а его колебания изучаются на основе линейных уравнений движения, полученных путем упрощений из точных нелинейных уравнений движения одномассовой системы.

В действительности колесный трелевочный трактор является сплошной динамической системой, подверженной действию внешних и внутренних силовых факторов. Первые исследования в области динамики нагружения тракторов, как и машин, касались определения внешних составляющих сил в различных эксплуатационных условиях, что было недостаточным для изучения природы возникновения некоторых явлений, таких, как резонанс, силовые потери в отдельных узлах привода трансмиссии и ходовой части. Изучение внутренних силовых факторов в динамике поведения колесного трелевочного трактора связано с такими явлениями, как колебания двигателя, отдельных деталей механизмов и систем, роль и влияние которых выявить трудно без составления сложных уравнений, описывающих их взаимодействие, а также учитывающих структуру самого объекта. Это, прежде всего, объясняется тем, что обобщенные координаты объекта связаны нелинейными соотношениями с уравнениями его движения, так как колебания тела в направлении одной из главных координат всегда приводят к возникновению колебаний в направлении других главных координат. Во многих исследованиях [1] этими колебаниями пренебрегают, однако возникают случаи, когда в системе осуществляется такое радикальное перераспределение энергии колебаний между координатами, что колебания тела за счет нелинейных связей могут стать весьма существенными. Такая природа взаимосвязанных колебаний и характерна для нашего объекта, каким является колесный трелевочный трактор.

Известно, что самым нагруженным динамическим режимом для трелевочного трактора является процесс трогания. Изучение процесса трогания колесного тягача с места связано с выбором числа масс расчетной динамической схемы. Анализ работ, посвященных исследованию переходных режимов, показывает, что величины максимальных нагрузок определяются в основном тремя низшими формами собственных колебаний системы. Динамическая расчетная схема была построена на основании работы [3].

Задача моделирования процесса трогания колесного трелевочного трактора с места является многоструктурной. Это означает, что в различные периоды времени трансмиссия тягача описывается различными дифференциальными уравнениями движения, которым соответствуют свои расчетные схемы. Необходимо в исследованиях разграни-

чить несколько допущений, которые в разные промежутки времени оказывают различное влияние на динамику трогания. Колесный лесной тягач начнет двигаться тогда, когда будет преодолено сопротивление качению колес и подвешенного груза. Для вращающихся частей сцепления произойдет их блокировка ($\dot{\phi}_d = \dot{\phi}_{сц}$).

При исследованиях движения колесного трактора на переходных режимах немаловажным является правильное задание работы двигателя. Как известно, двигатель вместе с регулятором скорости является колебательным звеном в динамической системе. При рассмотрении процесса трогания трелевочного трактора с места с целью определения динамической нагруженности трансмиссии и работы буксования сцепления допустимо задание момента двигателя в зависимости от частоты вращения и хода рычага подачи топлива (h) по статическим характеристикам.

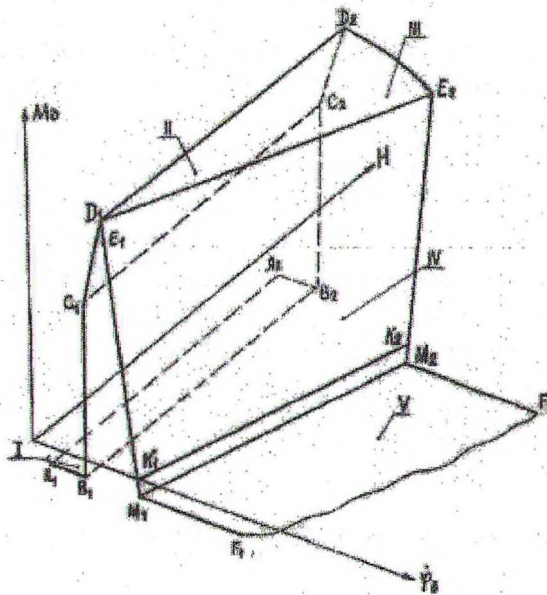


Рис. 1. Статическая характеристика дизельного двигателя с всережимным регулятором

На рис. 1 приведена статическая характеристика двигателя с всережимным регулятором работы, характеризующая изменение величины крутящего момента $M_d[\dot{\phi}, h'(t)]$ от угла поворота коленчатого вала и положения педали подачи топлива: $h=0$ – соответствует холостому ходу (линия $A_1B_1C_1D_1E_1K_1M_1F_1$), педаль отпущена; $h=1$ – педаль полностью нажата (линия $A_2B_2C_2D_2E_2K_2M_2F_2$). Область I ($A_1B_1V_2A_2$) описывает работу двигателя до $\dot{\phi}_{dh}$, причем плоскость $B_1B_2C_1C_2$ характеризует начало неустойчивой работы двигателя при пуске. В этой области $\dot{\phi}_d < \dot{\phi}_{dh}$, и это означает, что регулятор полностью отключает подачу топлива и двигатель работает в тормозном режиме. В области II ($C_1D_1C_2D_2$) при $\dot{\phi}_d \geq \dot{\phi}_{gh}$ происходит пуск двигателя и крутящий момент определяется соотношением $M_d = k \cdot \dot{\phi}_d$. В области II происходит регулирование подачи топлива регулятором от минимальной при $\dot{\phi}_d = \dot{\phi}_{dh}$ до полной, когда $\dot{\phi}_d = \dot{\phi}_{dmin}$ (линия D_1D_2).

Область III ($D_1D_2E_2E_1$) характеризует работу двигателя при полной подаче топлива от $\dot{\phi}_{д\min}$ – минимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя при полной подаче топлива (линия D_1D_2) до $\dot{\phi}_{др}$ – частоты вращения, соответствующей номинальной мощности двигателя (точка E_2). Крутящий момент двигателя в этом случае

$$M_{д} = M_{др} \left[1 + \alpha_1 \left(1 - \frac{\dot{\phi}_{д}}{\dot{\phi}_{др}} - \alpha_2 \left(1 - \frac{\dot{\phi}_{д}}{\dot{\phi}_{др}} \right)^2 \right) \right],$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты аппроксимации, зависящие от параметров двигателя.

Частота вращения коленчатого вала двигателя в зависимости от положения педали подачи топлива изменяется в пределах $\dot{\phi}_{д\max} \leq \dot{\phi}_{д} \leq \dot{\phi}_{др}(h)$, где $\dot{\phi}_{др}(h)$ – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая номинальной мощности при установленном h . Это начало регуляторной ветви, и точка, лежащая на линии E_1E_2 , определяется из выражения

$$\dot{\phi}_{др}(h) = \dot{\phi}_{д\min} + h(\dot{\phi}_{др} - \dot{\phi}_{д\min}).$$

Область IV ($E_1E_2K_2K_1$) описывает работу двигателя в регуляторной зоне. Для двигателя с всережимным регулятором угол наклона регуляторных ветвей принимаем одинаковым для любого положения педали управления подачей топлива. На регуляторной ветви крутящий момент определяется выражением

$$M_{д} = \frac{M_{др}(h) \{ 1 - [\dot{\phi}_{д} - \dot{\phi}_{др}(h)] \}}{\dot{\phi}_{д\max} - \dot{\phi}_{др}},$$

где $M_{др}(h)$ – крутящий момент двигателя, соответствующий началу регуляторной ветви при установленном h .

При повышении частоты вращения $\dot{\phi}_{д\max}(h)$ для установленного h происходит прекращение подачи топлива регулятором, и работа в области V ($M_1M_2F_2F_1$), как и в области I, описывается линейной зависимостью момента сопротивления вращения двигателя от частоты:

$$M_{д} = -[k_{c1}\dot{\phi}_{д} + k_{c2} \sin(\dot{\phi}_{д})].$$

Указанная методика исследования процесса трогания колесного тягача с места была реализована в виде ФОРТРАН-программы с участием сотрудников НАМИ для колесных трелевочных тракторов кл. 1,4 и 3 тс, а также для мобильного окорочного агрегата в составе трактора МТЗ-82, окорочного станка АСО36-2П и машины лесной погрузочно-транспортной (МЛПТ-354).

Структура программы позволяет менять исходные данные с учетом особенности математической модели объекта, начальных условий и законов управления двигателем и сцеплением. В результате расчета получали следующие интересные нас величины: текущее время, частоту вращения коленчатого вала двигателя и ведомой части сцепления, моменты двигателя и сцепления, пройденный путь, скорость, ускорение тягача, крутящие моменты на передних и задних полуосях, моменты сопротивления перемещению.

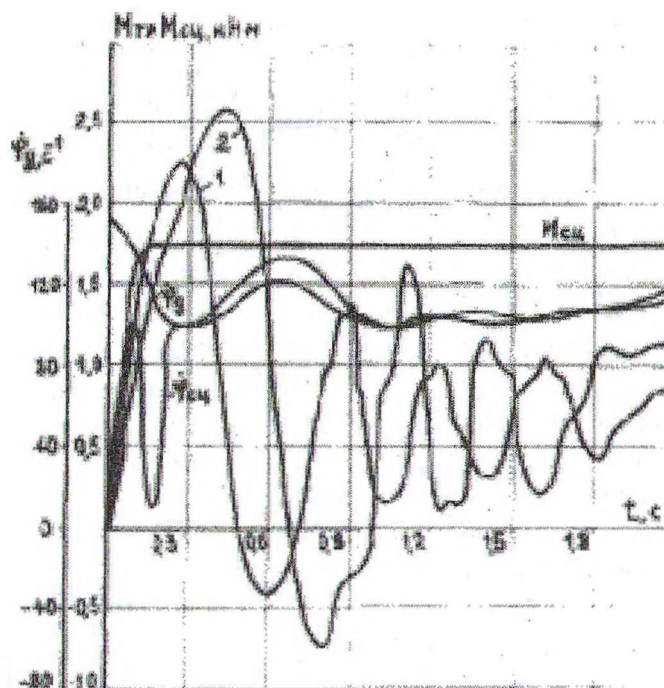


Рис. 2. Переходные процессы в трансмиссии колесного трелевочного трактора кл. 3 тс при трогании с места: 1,2 – крутящие моменты на передних и задних полуосях трактора, Мсц – момент трения сцепления

На рис. 2 приведены кривые переходных процессов в трансмиссии колесного тягача 3 тс при трогании с места и темпе включения сцепления $t_{сц}=0,15$ с, начальной частоте вращения коленчатого вала двигателя 1600 об/мин на второй передаче рабочего ряда. Как показано в зависимостях процесса трогания, крутящие моменты на передних полуосях (кривая 1) достигают своего максимального значения 2,27 кНм. Задние полуоси нагружены более интенсивно (кривая 2), и величина крутящего момента достигает значения 2,65 кНм.

Математическое моделирование переходных процессов колесных агрегатных машин позволяет ускорить доводочные работы, а также повысить эффективность и качество конструкторских работ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. – М: Машиностроение, 1973. – 280 с.
2. Кутьков Г.М. Тяговая динамика трактора. – М.: Машиностроение, 1980. – 214 с.
3. Симанович В. А. Обоснование приемов трелевки и параметров технологического оборудования колесных тракторов класса 30 кН с целью повышения их тягово-сцепных свойств. – Мн.: БТИ, 1985.