

увеличения расстояния трелевки происходит неравномерно. Затраты для ТДТ-55 возрастают более интенсивно. Если с увеличением расстояния трелевки от 150 до 250 м затраты для обоих тракторов увеличиваются в 1,7 раза, то с увеличением расстояния от 250 до 350 м затраты возрастают для ТТР-401 в 1,27 и для ТДТ-55 в 1,38 раза.

В результате производственных испытаний установлено, что в условиях заготовки, когда средний объем хлыста в насаждении $0,22...0,25 \text{ м}^3$, эффективней использование колесного трелевочного трактора. При расстоянии трелевки не менее 200 м снижаются удельная энергоемкость процесса (в 1,2...1,5 раза), стоимость проведения работ (на 14-23%). К тому же, с увеличением расстояния трелевки данные показатели интенсивно возрастают.

Как показали производственные испытания, по сравнению с гусеничной машиной ТДТ-55 ТТР-401 значительно меньше повреждает почвенный покров и остающийся подрост. Целесообразно использование машины при эксплуатации в условиях на небольших разрозненных лесосеках, т.к. отсутствует необходимость в ее транспортировке с лесосеки на лесосеку.

Эффективность создаваемых в республике колесных машин (узкозахватной валковой машины, бесчokerного колесного трактора и транспортно-погрузочной машины с шарнирно-сочлененной рамой) также подтверждается результатами опытной эксплуатации.

УДК 629.114

Я.И.Остриков, к.т.н., доц. БГТУ;
В.А.Симанович, к.т.н., доц. БГТУ;
Л.Ф.Доронин, инженер БГТУ;
Б.И.Трушко, инженер Беллесопторг

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН С РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ ТРАНСМИССИЙ

Modeling technique of dynamics of vehicles with different types of transmissions when driving in changing motes was suggested.

Как отмечалось в работе [1], в настоящее время для расчета динамики движения тягово-транспортной машины (ТТМ) широко используется ЭВМ, для моделирования на которых требуется составление соответствующего математического описания происходящих в ней динамических процессов.

В этой же работе рассмотрена математическая модель ТТМ (тракторного поезда) на примере колесного трактора кл.1,4-2,0 с механической трансмиссией и прицепа. Вместе с тем, эта модель не отражает возможность применения других наиболее распространенных типов

трансмиссий, к которым относятся гидромеханические (ГМТ), имеющие свои особенности конструкции и передачи мощности от двигателя к двигателям.

Основу таких трансмиссий составляют гидродинамические передачи (ГДП) - гидротрансформаторы (ГДТ) и гидромуфты (ГДМ).

В литературе имеется ряд математических моделей таких передач, основанных как на их статических характеристиках [2], так и учитывающих динамическое влияние потока жидкости на части ГДП [3]. Вместе с тем во всех этих работах ГДП рассматривалась состоящая из двух независимо колеблющихся частей с гидромеханической связью между ними. В то же время известно, что жидкость, как и твердые тела, обладает свойством упругости, а это значит способностью накапливать потенциальную энергию. Переход этой энергии в кинетическую энергию вращающихся масс ГДП сопровождается возникновением крутильных колебаний.

На основе предложенного в работе [4] способа замены гидродинамической связи эквивалентной упругой связью переменной жесткости была разработана математическая модель такой передачи в виде отдельного модуля, расчетная динамическая схема которой на примере ГДТ как наиболее сложной передачи этого типа представлена на рис. 1.

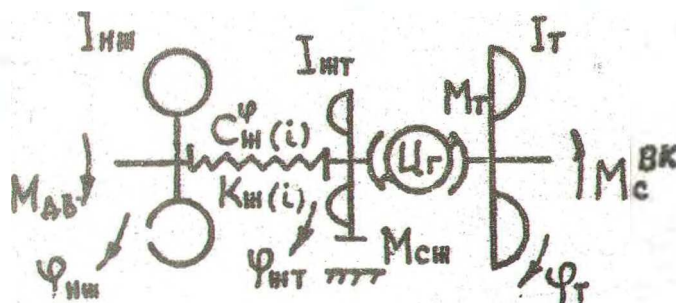


Рис. 1

Динамика поведения масс этой расчетной схемы описывается следующими дифференциальными уравнениями второго порядка, вывод которых базируется на основных энергетических уравнениях аналитической механики:

$$\begin{cases} J_{нж} \ddot{\varphi}_{нж} + M_{ж(i)} = M_{АВ}; \\ J_{жт} \ddot{\varphi}_{жт} - M_{ж(i)} + M_{сж} + M_{т}/\zeta_{т} = 0; \\ J_{т} \ddot{\varphi}_{т} - M_{т} = -M_{ВК}, \end{cases}$$

где $M_{ж(i)} = C_{ж(i)}^\Phi (\varphi_{нж} - \varphi_{жг}) + K_{ж(i)}^\Phi (\dot{\varphi}_{нж} - \dot{\varphi}_{жг})$; $M_{сж} = M_{ж(i)}(1 - \eta_\Gamma)$;

$M_\Gamma = [M_{ж(i)} - M_{сж}] \Pi_\Gamma$; $\Pi_\Gamma = K_\Gamma / \eta_\Gamma = 1/i$; $J_{нж}, J_{жг}, J_\Gamma$ - соответственно моменты инерции насосного колеса с жидкостью (нж), массы жидкости в турбинном колесе (жг) и турбинного колеса (Γ); K_Γ - коэффициент трансформации; i - передаточное отношение; η_Γ - кпд ГДП; $\dot{\varphi}_\Gamma, \dot{\varphi}_{нж}, \dot{\varphi}_{жг}$ - угловые скорости вращения соответствующих масс динамической системы; $M_{дв}$, $M_{вк}$ - соответственно моменты движущих сил и сил сопротивления.

Значение эквивалентной жесткости зависит от энергетических характеристик рабочей жидкости, геометрических, силовых и кинематических параметров и режима работы ГДТ, которые существенно влияют на расход жидкости в рабочей полости $Q_{ж}$:

$$C_{ж(i)}^\Phi = \frac{E_{ж}}{V_{ж}} \left(\frac{Q_{ж}}{\dot{\varphi}_н} \right)^2,$$

где $V_{ж}$ - объем рабочей жидкости в рабочей полости ГДП. Входящий в это выражение модуль объемной упругости $E_{ж}$, от которого в основном зависят собственные частоты колебаний систем, является функцией температуры, давления и скорости деформации. Так как гидродинамическая связь заменяется участком приведенного вала переменной эквивалентной крутильной жесткости $C_{ж(i)}^\Phi$, поэтому возможно применение при определении эквивалентного коэффициента демпфирования по выражению, представленному в работе [3].

При использовании в трансмиссии машины ГДМ математическая модель представленного выше модуля упрощается за счет того, что коэффициент трансформации равен 1 на всех режимах ее работы.

Таким образом ГДП представляется как единая взаимосвязанная нелинейная колебательная система, при этом расход жидкости в рабочей полости является определяющей характеристикой ее динамических свойств. Полученная в виде модуля система дифференциальных уравнений является исходной при разработке математической модели динамики ГМТ ТТМ.

При исследовании динамики ТТМ с такой трансмиссией в ее математическую модель в соответствии с принятой схемой ее компоновки включается математический модуль, описывающий ГДП.

Основные положения методики моделирования динамики ТТМ с механическими трансмиссиями изложена в работе [1]. В случае применения ГМТ из-за нелинейности динамических параметров ее колебательного контура (жесткость и демпфирование) частотный анализ колебательной системы трактора с такой трансмиссией осуществляется методом колебаний

при рассмотрении их вблизи фиксированных значений определяющего параметра (передаточного отношения i), задаваемого в виде массива дискретных значений. Это позволяет использовать методы линейной теории колебаний и судить о системе по квазичастотам. При этих значениях i связь между инерционными массами $J_{\text{дт}}$ и $J_{\text{т}}$ считается блокированной. При моделировании же трогания ТТМ с ГМТ необходимо введение граничных условий, определяющих передаточное отношение ГДП в области значений, близких к нулю.

В качестве реализованного на ЭВМ примера рассмотрим результаты расчетов при трогании и дальнейшем разгоне лесовозного автопоезда типа МАЗ-5434+ГКБ-9383 общей массой 34000 кг на первой передаче с механической (а) и гидромеханической (б) трансмиссиями в идентичных условиях (рис.2). Здесь приведены графики изменения по времени t крутящих моментов на полуосях переднего $M_{\text{пз}}$ и заднего $M_{\text{зз}}$ ведущих мостов, частот вращения вала двигателя $\dot{\varphi}_{\text{д}}$, сцепления $\dot{\varphi}_{\text{сц}}$ и турбинного колеса ГДТ $\dot{\varphi}_{\text{т}}$, скорости $V_{\text{а}}$, пути $S_{\text{а}}$ и продольного ускорения тягача $\ddot{X}_{\text{т}}$ автопоезда; передаточного отношения i , коэффициента трансформации $K_{\text{т}}$ и расхода жидкости в рабочей полости ГДТ $Q_{\text{ж}}$.

Как видно из рисунка, развитие переходных процессов для сравниваемых типов трансмиссий имеет общие закономерности. Темпы возрастания частот вращения $\dot{\varphi}_{\text{сц}}$ и $\dot{\varphi}_{\text{т}}$ зависят от продолжительности включения соответственно сцепления и фрикциона ГМП, причем в начальном периоде происходит некоторое их возрастание. Последующее понижение объясняется началом развития процесса передачи мощности к двигателям. Период полного включения сцепления характеризуется возрастанием моментов в деталях трансмиссии до максимальных значений, а также ускорения транспортного средства и скорости его движения. Так, в ГМТ максимальные крутящие моменты и максимальные амплитуды их колебаний значительно меньше (по значению $M_{\text{пз}}$ в 1,21 и амплитуда его колебаний в 3,12 раза) по сравнению с МТ, причем развитие динамических процессов в ГМТ начинается при более низких частотах вращения вала двигателя.

Сравнение расчетных и экспериментальных данных показало, что максимальное расхождение по крутящему моменту на полуосях составляет 13,5%. Характер изменения расчетных кривых соответствует экспериментальным.

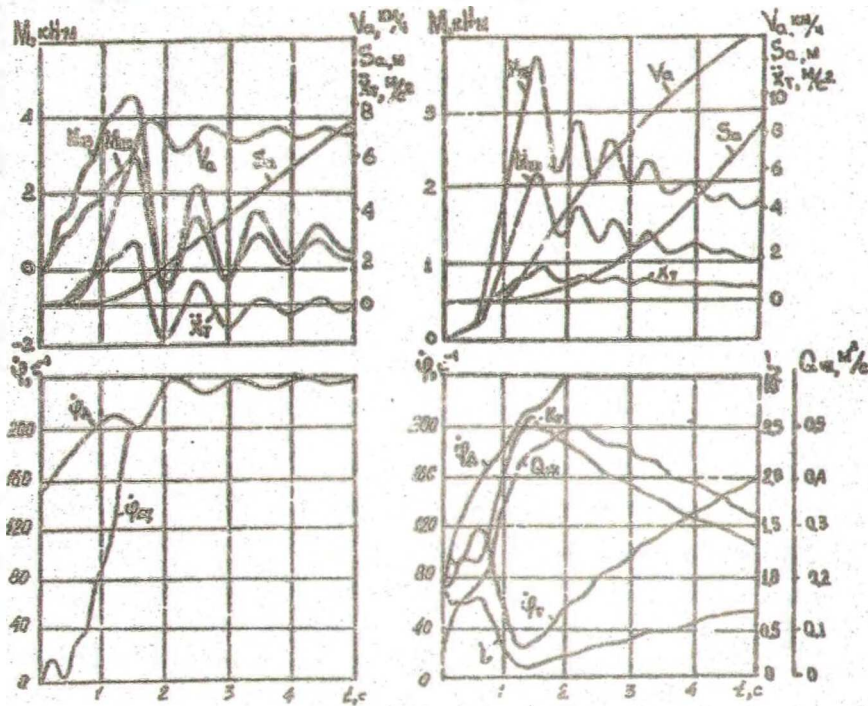


Рис. 2

Предложенный выше метод построения математических моделей и анализа динамики ТТМ достаточно универсален и весьма удобен при имитационном моделировании с помощью ЭВМ на стадии проектирования, когда необходимо оценить ее основные рабочие качества.

ЛИТЕРАТУРА

1. Математическая модель динамики тракторного поезда на базе колесного трактора 1,4-2,0 /Я.И.Остриков и др./ Тр Белорус.технол.ин-та.Вып.1 Серия II. - Мн.,БТИ,1993. - С.56-50.
2. Гавриленко Б.А., Семичастнов И.Ф. Гидродинамические передачи: Проектирование, изготовление и эксплуатация М.: Машиностроение, 1980.
3. Альгин В.Б., Павловский В.Я., Поддубко С.Н. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора. - Минск: Наука и техника, 1986.
4. Кононенко Л.Ф. Определение параметров крутильной системы с гидропередачами. Изв.высш.учебн.заведений: Машиностроение. - М.,1970. - N 2, - С.102-106.