

ЛИТЕРАТУРА

1. Руктешель О.С. Задачи и организация оптимального проектирования систем автоматического переключения передач. — Минск, 1983—27 с. Рукопись деп. в БелНИИТИ 12. 08.83, № 789 Бе-Д83.
2. Руктешель О.С., Эль Камиль Хам и д. Информационные параметры системы автоматического управления силовым агрегатом автомобиля. — В кн.: Автотракторостроение. — Минск, 1985, вып. 20, с. 25—29.
3. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. — М., 1982. — 224 с.
4. Закревский А.Д. Алгоритмы синтеза дискретных автоматов. — М., 1971. — 512 с.

УДК 629.113

Л.Е. ТАУБЕС (БПИ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ НА ЭВМ И РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

При проектировании новых и совершенствовании конструкций находящихся в эксплуатации автомобилей необходимо оценивать расчетными методами их технико-экономические показатели. Для этой цели на кафедре "Автомобили" Белорусского политехнического института был разработан комплекс программ по моделированию на ЭВМ режимов движения автомобиля в разных дорожных условиях, оценке показателей нагруженности и надежности трансмиссии автомобиля с учетом влияния макро- и микропрофиля дороги, неравномерности работы двигателя, динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии при трогании автомобиля с места и переключении передач [1,2]. Он дополнен программой расчета режимов движения и технико-экономических параметров автомобиля с гидромеханической трансмиссией.

Исходными данными для расчета являются параметры автомобиля, двигателя, согласующего редуктора, гидротрансформатора, коробки передач, раздаточной коробки, ведущих мостов и дороги. Дорожные условия описываются ступенчатой функцией коэффициентов сопротивления, уклонов, допустимой скорости движения от координаты пути.

Движение автомобиля начинается с трогания на низшей передаче. Дальнейший режим определяется дорожными условиями. Автомобиль может двигаться в режиме, соответствующем внешней или частичной характеристике двигателя, при работающем или заблокированном гидротрансформаторе. В результате работы программы определяются: характеристика совместной работы гидротрансформатора с двигателем; график "путь—время" при заданном шаге изменения пути; мгновенные время, путь и скорость при переключении передачи и блокировке трансформатора; общая продолжительность движения по маршруту; пройденный путь; средняя скорость на маршруте; расход и средний расход топлива на маршруте на 100 км пути.

Параметры режима движения на маршруте систематизируются и сводятся в статистические таблицы, которые затем используются для оценки уровня нагруженности деталей трансмиссии. Определяются следующие статистические параметры: доля пути и времени движения на каждой передаче; число пере-

ключений передач и блокировок-разблокировок гидротрансформатора на каждой передаче; двумерное распределение по пути скорости движения и крутящего момента на карданном валу для каждой передачи (отдельно при движении с заблокированным и работающим гидротрансформатором), одномерное распределение крутящего момента на карданном валу – суммарное для всех передач.

Автомобиль рассматривается как материальная точка, движение которой описывается дифференциальным уравнением

$$m_a \frac{dv}{dt} = P_k - P_\Sigma - P_T, \tag{1}$$

где m_a – масса автомобиля (с учетом масс вращающихся деталей двигателя и трансмиссии); v – скорость автомобиля; t – время; P_k – окружная сила тяги на колесах от действия момента, передаваемого трансмиссией; P_T – окружная сила от действия колесных тормозов; P_Σ – суммарная сила сопротивления движению.

Ввиду того, что в результате расчета необходимо получить распределение нагрузки по пути, а не по времени, целесообразно в качестве независимой переменной выбрать путь s . Разделим правую и левую части уравнения (1) на v :

$$m_a \frac{dv}{ds} = (P_k - P_\Sigma - P_T)/v. \tag{2}$$

Время движения автомобиля можно получить из уравнения

$$\frac{dt}{ds} = 1/v, \tag{3}$$

а расход топлива с начала движения Q – из уравнения

$$\frac{dQ}{ds} = G_c/v, \tag{4}$$

где G_c – расход топлива в двигателе, кг/с.

Сила тяги на колесах положительна при движении в тяговом режиме и отрицательна – в тормозном режиме. В тяговом режиме окружная сила на колесах

$$P_k = M_T u \eta_M / r_k,$$

где M_T – момент на турбинном колесе гидротрансформатора; u – передаточное число трансмиссии; η – КПД трансмиссии от турбинного колеса до ведущих колес; r_k – радиус качения ведущих колес.

В тормозном режиме окружная сила на колесах зависит от тормозного момента двигателя, передаваемого на вал турбинного колеса через заблокированный или работающий в обгонном режиме гидротрансформатор:

$$P_k = M_T u / (r_k \eta_M).$$

Движение может осуществляться в одном из пяти возможных режимов: 1) движение на внешней характеристике двигателя; 2) движение на частичной характеристике; 3) торможение двигателем; 4) торможение двигателем и тормозом; 5) движение на нейтральной передаче с разрывом потока мощности.

Выбор режима определяется водителем. На каждом из режимов возможно движение как с работающим, так и с заблокированным гидротрансформатором. Частота вращения турбинного колеса (мин^{-1}) зависит от скорости движения автомобиля и передаточного числа механической части трансмиссии: $n_T = 9,55 v u / r_K$.

Момент на турбинном колесе на первом, третьем и четвертом режимах определяется как функция частоты вращения турбинного колеса. На втором режиме, когда по условиям движения скорость должна быть постоянной, момент на турбинном колесе определяется из условия равенства силы тяги на колесах суммарной силе сопротивления движению. При положительной силе тяги

$$M_T = P_K r_K / (u \eta_M).$$

При отрицательной силе тяги возможны два случая: а) для поддержания постоянной скорости при движении на спуске достаточно торможения двигателем; б) двигатель не может развить достаточный тормозной момент — дополнительно осуществляется торможение тормозом.

В обоих случаях для вычисления M_T используется функциональная зависимость момента от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Аналогично определяется момент в трансмиссии на третьем и четвертом режимах — при движении автомобиля с замедлением. Суммарная сила сопротивления движению

$$P_\Sigma = P_f + P_a + P_w; P_f = m_a g f; P_a = m_a g a; P_w = K F v^2,$$

где f — коэффициент сопротивления качению колеса; a — коэффициент сопротивления подъему; K — коэффициент обтекаемости; F — площадь лобовой поверхности автомобиля.

Перед началом моделирования выполняется расчет согласования гидротрансформатора с двигателем по внешней характеристике двигателя. Поскольку при расчете режима движения используются и частичные характеристики двигателя, нужен способ определения режима работы гидротрансформатора по моменту турбины и частоте ее вращения. Для этого используется новая характеристика гидротрансформатора — коэффициент загрузки $L(i_\Gamma)$.

Поскольку момент на турбинном колесе

$$M_T = k_\Gamma \lambda \rho g D^5 n_H^2,$$

то $n_H^2 / M_T = i_\Gamma^2 / (k_\Gamma \lambda \rho g D^5) = L(i_\Gamma)$.

Здесь n_H и n_T — частота вращения соответственно насосного и турбинного колес гидротрансформатора; i_Γ — передаточное отношение гидротрансформатора; k_Γ — коэффициент трансформации; λ — коэффициент момента насосного колеса; ρ — плотность рабочей жидкости; D — активный диаметр гидротрансформатора.

Функция L монотонно возрастает от нуля при $i_\Gamma = 0$ до бесконечности при $\lambda = 0$. Построив функцию L для всех передаточных отношений, можно интерполяцией определять i_Γ , k_Γ , λ для заданных значений момента турбины и частоты вращения турбины, а затем найти режим работы двигателя, соответствующий заданной загрузке гидротрансформатора.

Приведенная масса автомобиля

$$m_a = \left[(I_H k_T \frac{dn_H}{dn_T} + I_T) \eta_M u^2 + I_K \right] / r_K + m,$$

где I_H — момент инерции насосного колеса и вращающихся деталей двигателя; I_T — момент инерции турбинного колеса и связанных с ним деталей коробки передач; η_M — КПД механической части трансмиссии; u — передаточное число трансмиссии; I_K — суммарный момент инерции колес автомобиля; m — масса поступательно движущегося автомобиля.

Предварительно на основании внешней и нагрузочных характеристик двигателя формируются табличные функции двух переменных: часового расхода топлива — от свободного момента двигателя и частоты вращения коленчатого вала для режимов с заблокированным гидротрансформатором; часового расхода топлива — от момента и частоты вращения турбины для режимов с работающим гидротрансформатором.

При интегрировании уравнения движения на каждом шаге определяется допустимая скорость движения как меньшее из двух значений — допустимой скорости для данного участка маршрута и предельной допустимой скорости для данного автомобиля. Если текущая скорость меньше допустимой, устанавливается режим 1 — движение по внешней характеристике, если скорость равна допустимой (с заданной точностью), устанавливается режим 2 — равномерное движение до конца данного участка ограничения скорости. Если текущая скорость превышает допустимую, устанавливается тормозной режим. Допустимая скорость определяется с прогнозом вперед на расстояние S_T (расстояние видимости). При торможении движение автомобиля полагается равномерно замедленным. Если требуемая тормозная сила может быть получена за счет торможения двигателем, принимается режим 3, если тормозного момента двигателя недостаточно — режим 4.

Алгоритм переключения передач и блокировки трансформатора помещен в отдельный программный модуль. Для каждого конкретного типа автомобиля и трансмиссии допускается возможность уточнения алгоритма.

Разработанная программа позволяет получить на стадии проектирования данные, необходимые для расчета нагруженности деталей трансмиссии и топливной экономичности автомобилей (автопоездов) с гидромеханической трансмиссией.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник/Под ред. А.И. Гришкевича. — М., 1984. — 272 с.
2. Расчеты трансмиссий автомобилей в системе автоматизированного проектирования/А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел, С.Г. Луговцева и др. — В кн.: Повышение эффективности проектирования и испытаний автомобилей (в том числе и для сельского хозяйства): Тез. науч.-техн. конф. Горький, 1984, с. 6.