

М.М.Белоус, инж., А.И.Гришкевич, д-р техн.наук,
Д.В.Степанов, инж.
(БПИ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ АНАЛИТИЧЕСКОЙ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ КОСВЕННЫМ МЕТОДОМ

Для правильного выбора моментов переключения передач в системах автоматического управления трансмиссиями необходимо иметь информацию о мощностном состоянии двигателя транспортного средства. В большинстве известных систем автоматического управления трансмиссиями с дизельными двигателями используется с этой целью информация о положении рейки топливного насоса и частоте вращения коленчатого вала двигателя, так как для дизельного двигателя [1]

$$M_{\text{ДВ}} = f(h, n),$$

где $M_{\text{ДВ}}$ – крутящий момент двигателя; h – положение рейки топливного насоса; n – частота вращения коленчатого вала двигателя.

Данная зависимость находилась экспериментально. Она определялась в виде регрессионного уравнения [2]

$$M_{\text{ДВ}} = A + Bh + Cn + Dn^2 + Ehn,$$

где A, B, C, D, E – постоянные коэффициенты.

Объектом испытания являлся дизельный двигатель ЯМЗ-238. Исследование проводилось на автоматизированном стенде [3], который обеспечивал работу двигателя в условиях, близких к условиям его работы на автомобиле. Во время испытаний управляющая цифровая вычислительная машина (УЦВМ) регистрировала положение рейки топливного насоса, частоту вращения коленчатого вала двигателя и развиваемый им крутящий момент.

Положение рейки топливного насоса двигателя определялось с помощью потенциометрического датчика цифровым вольтметром, а частота вращения коленчатого вала двигателя замерялась с использованием индукционного датчика цифровым частотомером. Величина крутящего момента, развиваемого двигателем, находилась с помощью тензометрических датчиков путем замера их показаний цифровым вольтметром на выходном валу коробки передач. Замеренные значения поступали с цифровых приборов через блок согласования в УЦВМ.

Во время исследования УЦВМ обеспечивала преобразование и накопление необходимой информации, а также изменение величины суммарного дорожного сопротивления в соответствии с заложенной программой. Алгоритм ее работы представлен на рис. 1.



Рис. 1. Алгоритм работы управляющей цифровой вычислительной машины стенда.

После запуска УЦВМ последовательно вводила и запоминала значения частоты вращения коленчатого вала, крутящего момента двигателя и положения рейки. Частота опроса датчиков при $h = h_{\max}$ составляла 5 циклов в секунду, а при $h < h_{\max} - 20$ циклов в секунду. Далее УЦВМ производила управление тормозной установкой стенда в соответствии с заданной программой имитации дорожных условий [4].

Дорога в данном случае задавалась в виде подъема с примыкающими к нему горизонтальными участками. На стенде такая дорога воспроизводилась изменением тормозного момента M_T в соответствии с графиком, представленным на рис. 2.

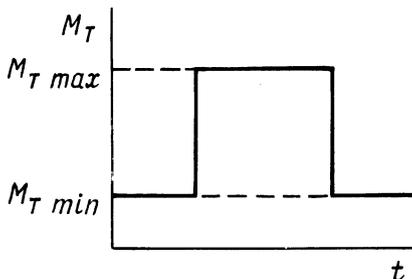


Рис. 2. График изменения тормозного момента на стенде.

Величина $M_{T \min}$ соответствует величине момента сопротивления дороги с асфальтобетонным покрытием на горизонтальном участке, а $M_{T \max}$ — величине сопротивления этой же дороги на подъеме и принималась на 10% выше максимального момента на выходном валу коробки передач на выбранной передаче. Превышение момента необходимо для того, чтобы обеспечить работу двигателя на внешней скоростной характеристике.

Величина момента сопротивления воздуха учитывалась по методике, изложенной в работе [4].

Испытания проходили следующим образом. Оператор запускал УЦВМ, а затем в командном режиме работы трансмиссии включал выбранную передачу и производил разгон маховика стенда при заданном положении рычага регулятора топливного насоса до максимальных оборотов двигателя. УЦВМ при этом задавала и поддерживала на выходном валу коробки передач тормозной момент, равный $M_{T \min}$. Режим нагружения стенда переводился с $M_{T \min}$ на $M_{T \max}$ вычислительной машиной по команде оператора, а изменение режима нагружения стенда с $M_{T \max}$ на $M_{T \min}$ осуществлялось вычислительной машиной автоматически при условии падения частоты вращения коленчатого вала двигателя до заданной величины. Эксперименты были проведены также и для других положений рычага регулятора топливного насоса двигателя.

Обработка полученных данных производилась на той же УЦВМ с помощью стандартных программ. В результате обработки было получено регрессионное уравнение

$$M_{\text{дв}} = -1492,93 + 146,94 \cdot h + 52,18 \cdot n - 0,73 \cdot n^2 - 1,44 \cdot h \cdot n,$$

где $M_{дв}$ — крутящий момент двигателя, Н·м; n — частота вращения коленчатого вала двигателя, c^{-1} ; h — перемещение рейки от положения нулевой подачи, мм.

Максимальная среднеквадратичная погрешность полученного уравнения составляет 7,78 Н·м.

Данное уравнение необходимо для исследований в области создания и испытания систем автоматического управления трансмиссиями, так как оно справедливо во всей зоне работы двигателя в условиях, близких к реальным.

Литература

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. — М., 1979. — 615 с. 2. Ксенович И.П., Тарасик В.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов. — М., 1979. — 280 с. 3. Степанов Д.В., Руктешель О.С., Карпов А.В. Стенд для испытания системы автоматического управления механической ступенчатой трансмиссией большегрузных автомобилей с дизельным двигателем. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами, 1980, вып. 14, с. 33–37. 4. Гришкевич А.И., Руктешель О.С., Степанов Д.В. Имитация дорожных условий на стенде для испытания систем автоматического управления механической трансмиссией автомобиля. — В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами, 1981, вып. 16, с. 21–26.

УДК 629.11.012.5.002.612

Н.Н. Веремеев, инж., А.И.Гришкевич, д-р техн.наук,
Д.М.Ломако, канд.техн.наук
(БПИ)

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ЕДИНИЧНОЙ НЕРОВНОСТЬЮ

В большинстве случаев при исследовании колебаний автомобилей колесо моделируется в виде массы на пружине, нижний конец которой имеет точечный контакт и копирует профиль неровности. Вертикальная сила, действующая на колесо в этом случае, определяется как произведение коэффициента нормальной жесткости шины на высоту неровности под осью колеса. В действительности при качении колеса по неровной дороге вследствие эластичности пневматической шины происходит сглаживание неровностей и реальное воздействие на колесо для неровностей, соизмеримых с длиной пятна контакта, значительно отличается от определенного при точечном контакте [1]. Исследования последних лет показали, что и при статическом обжатии некачущейся пневматической шины на неровную опорную поверхность ее упругие характеристики значительно отличаются от полученных на плоской опорной поверхности [1, 2]. Эти результаты свидетельствуют о том, что упругие характеристики пневматической шины зависят от профиля опорной поверхности и определяются деформациями всех элементов шины, находящихся в зоне пятна контакта.