Продолжение табл. 5

| № столбца / № сторки | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 13 | | | | | $-c_{5-13}$ | $-c_{6-13}$ | | | | $-c_{10-13}$ | $-c_{11-13}$ | | $c_{5-13}+$ $+c_{6-13}$ $+c_{10-13}+$ $+c_{11-13}$ | |
| 14 | $-c_{12}$ | $c_{12}$ | | | | | | | | | | | | $c_{12}+$ $+c_{14-0}$ |

В программе используются библиотечные процедуры умножения прямоугольных матриц, вычисления определителя методом Гаусса, решения системы линейных алгебраических уравнений методом Гаусса, вычисления коэффициентов характеристического полинома и собственных значений методом Данилевского, вычисления всех корней полинома с действительными коэффициентами методом Ньютона. Все вычисления выполняются с удвоенной значностью.

Для некоторых симметричных кольцевых динамических систем амплитуды колебаний могут оказаться независимыми ( определитель системы равен 0). В этом случае формы колебаний не вычисляются. Для анализа таких систем целесообразно преднамеренно нарушить симметрию системы (в пределах допустимой погрешности исходных данных).

Настояшая методика может быть использована для анализа расчетных динамических систем машинного агрегата автомобиля с целью установить соответствие их реальным системам, для выявления опасных резонансных режимов работы, а также для создания упрощенных динамических моделей.

## Литература

1. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М., 1972. 2. Молибошко Л.А. Упрощенный метод определения амплитудных частотных характеристик трансмиссии автомобиля. – В сб.: Автотракторостроение. Устойчивость и работоспособность агрегатов автомобилей и тракторов. Минск , 1975, вып. 7. 3. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т. Механические колебания. – М., 1966.



УДК 629.113

А.И.Гришкевич, Д.В.Рожанский

# МЕТОДИКА РАСЧЕТА СТАТИСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАРАМЕТРОВ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ

Режим движения автомобиля в транспортном потоке носит нестационарный характер: разгоны, торможения, движение с ограниченной скоростью. Разгон представляет собой важную часть всего цикла движения. В процессе разгона на автомобиль действует сила дорожного сопротивления, величина которой является случайной. Скорость, от которой начинается разгон, при движении в транспортном потоке тоже имеет случайный характер. Из этого следует, что скорость разгона автомобиля по реальной дороге – случайная функция времени или пути.

Динамическую систему автомобиля можно представить как массу, на которую действует сила дорожного сопротивления и которая охвачена положительной гибкой обратной связью, представляющей собой двигатель (рис. 1).

Дифференциальное уравнение, описывающее поведение этой системы, имеет вид

$$\frac{dv_a}{dt} = \frac{g}{\delta}\left( D(v_a) + \psi(S) \right), \qquad (1)$$

где $v_a$ – скорость автомобиля, м/с; $g$ = 9,81 м/с$^2$ – ускорение свободного падения; $\delta$ – коэффициент учета вращающихся масс; $D(v_a)$ – динамический фактор на включенной передаче КП; $\psi(S)$ – коэффициент дорожного сопротивления, взятый со знаком минус.

Коэффициент дорожного сопротивления является для данной системы входным сигналом и представляет собой случайную функцию пути $S$. Выходной сигнал – скорость автомобиля. Из уравнения (1) видно, что скорость есть случайная функция времени движения $t$.

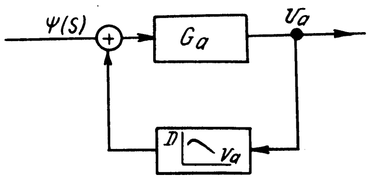


**Рис. 1. Динамическая система автомобиля.**

Для того чтобы коэффициент дорожного сопротивления и скорость движения были случайными функциями одной и той же независимой переменной, перейдем в уравнении (1) от аргумента $t$ к аргументу $S$. Получаем

$$v_a \frac{dv_a}{dS} = \frac{g}{\delta}\left( D(v_a) + \psi(S)\right), \qquad (2)$$

Обозначим $u = v_a^2$ и приведем уравнение (2) к виду

$$b\frac{du}{dS} = D(u) + \psi(S), \qquad (3)$$

где $b = \frac{\delta}{2g}$.

В уравнении (3) динамический фактор является функцией величины квадрата скорости автомобиля. Как известно, функция $D(v_a)$, а следовательно, и $D(u)$ носит нелинейный характер. Значит, рассматриваемая динамическая система автомобиля, описываемая нелинейным дифференциальным уравнением (3), нелинейна. Кроме того, эта система работает в неустановившемся режиме, так как разгон автомобиля представляет собой нестационарный процесс.

Таким образом, задача исследования движения автомобиля при разгоне по дороге со случайными значениями коэффициента сопротивления сводится к определению статистических характеристик выходной переменной нелинейной системы, работающей в нестационарном режиме.

В теории случайных функций [1] имеется ряд методов, позволяющих исследовать поведение линейных систем, которые работают в неустановившемся режиме. Для применения этих методов необходимо провести линеаризацию дифференциального уравнения рассматриваемой нелинейной системы. Используем метод статистической линеаризации, описанный в работе [1]. Статистическая линеаризация отличается от обычной тем, что коэффициенты линейного уравнения при такой линеаризации зависят не только от математического ожидания аргумента, но и от его дисперсии. В основу метода статистической линеаризации положено условие статистической равноценности двух функций. Статистически равноценными в этом случае считаются такие функции, которые имеют одинаковые моменты первого и второго порядка при данном законе распределения аргумента.

Функциональная нелинейная зависимость

$$У = \varphi(X) \tag{4}$$

заменяется линейной вида

$$Z = k_o m_x + k_1 (X - m_x), \tag{5}$$

где $m_x$ – математическое ожидание случайной величины X; $k_o$ – коэффициент передачи по полезному сигналу; $k_1$ – коэффициент передачи по флуктуациям.

Коэффициент $k_o$ подбирается так, чтобы случайные величины У и Z имели одинаковые математические ожидания. Коэффициент $k_1$ определяется из двух условий. Во-первых, требуется соблюдение равенства дисперсий случайных величин У и Z; во-вторых, средняя квадратическая ошибка от замены функции $\varphi$ линейной функцией должна быть минимальной. В качестве коэффициента $k_1$ в формуле (5) принимается среднее арифметическое его значений, полученных по двум условиям.

Если автомобиль разгоняется в небольшом скоростном диапазоне, то нелинейное дифференциальное уравнение (3) можно линеаризовать изложенным выше способом:

$$b\frac{du}{dS} = k_o m_{up} + k_1 (u - m_{up}) + \Psi(S) \tag{6}$$

или

$$b\frac{du}{dS} - k_1 u = (k_o - k_1)\, m_{up} + \varphi(S), \tag{7}$$

где $m_{up}$ – математическое ожидание переменной $u$, относительно которого проводится линеаризация.

Коэффициенты линеаризации $k_o$ и $k_1$ в уравнении (7) на данном малом участке разгона принимаются постоянными.

Выходная переменная линейной динамической системы, описываемой дифференциальным уравнением (7), определяется уравнением

$$u(S) = \int_{S_o}^{S} g(S,s)\, X(s)\, ds, \tag{8}$$

где $g(S,s)$ – весовая или импульсная переходная функция системы; $X(s)$ – входной сигнал, действующий на систему.

Весовая функция рассматриваемой динамической системы автомобиля описывается уравнением

$$g(S,s) = \frac{1}{b}\, e^{k_1 \frac{S-s}{b}}. \tag{9}$$

Входной сигнал представляет собой случайную функцию пути:

$$X(s) = (k_o - k_1)\, m_{up} + \varphi(s) + c\delta(s - S_o), \tag{10}$$

где $c$ – постоянная, определяемая начальными условиями; $\delta(s - S_o)$ – единичный импульс, действующий на систему в момент $S_o$.

Математическое ожидание и дисперсия выходной переменной системы определяются интегралами:

$$m_u(S) = \int_{S_o}^{S} g(S,s)\, m_x(s)\, ds; \tag{11}$$

$$D_u(S) = \int_{S_o}^{S}\int_{S_o}^{S} g(S,s)\, g(S,s')\, K_x(s,s')\, ds\, ds', \tag{12}$$

где $m_x(s)$ и $k_x(s,s')$ – соответственно математическое ожидание и корреляционная функция входного сигнала $X(s)$.

На основе статистических характеристик выходной переменной на данном участке проводится аналогичный расчет для следующего участка разгона, причем начальными условиями на этом отрезке будут значения выходной переменной в конце предыдущего участка. Таким способом просчитывается весь диапазон разгона.

В результате после перехода от переменной $u$ к скорости движения автомобиля $v_a$ получаются зависимости математического ожидания и дисперсии скорости от пути разгона автомобиля.

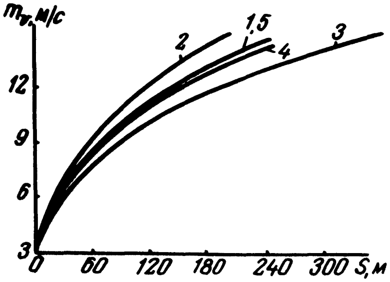


**Рис. 2. Математическое ожидание скорости разгона.**

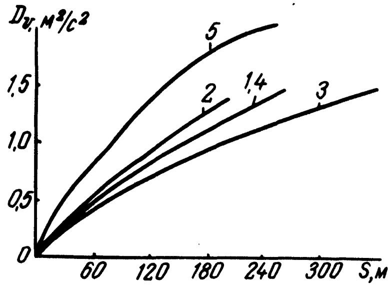


**Рис. 3. Дисперсия скорости разгона.**

На рис. 2 и 3 приведены результаты расчета разгона автомобиля МАЗ-500А: 1 - разгон с номинальной нагрузкой; 2 - полный вес автомобиля уменьшен на 20%; 3 - крутящий момент двигателя уменьшен на 20%; 4 - разгон с четырехступенчатой КП ЯМЗ-238; 5 - дисперсия дорожных подъемов уклонов увеличена в 5 раз.

## Литература

1. Пугачев В.С. Теория случайных функций. - М., 1960.

УДК 629.113.012.55

Н.Ф.Метлюк, И.М.Флерко, С.Ю.Артамонов

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО РАДИУСА КОЛЕС БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЯ

При теоретическом исследовании торможения автомобиля с противоблокировочным устройством (автоматическим регулятором тормозных сил) необходимо знать величину динамического радиуса $r_д$ колес.

В процессе торможения автомобиля с противоблокировочным устройством непрерывно изменяются нормальные реакции на колесах автомобиля, что приводит к изменению величины $r_д$