

Форсированное включение и выключение модуляторов ПБУ требует дальнейших теоретических и экспериментальных исследований наряду с выбором материала сердечника, определением схемы и конструктивных параметров клапана.

Для учета влияния нелинейностей гидропривода и электроклапана на частотные характеристики контура необходимо изменять величину входного давления и тока питания.

Разработанная методика и приведенные экспериментальные исследования динамических характеристик гидравлического тормозного контура позволяют сделать следующие выводы: а) управление давлением в тормозных цилиндрах может осуществляться изменением как частоты, так и скважности сигнала электроклапана; б) гистерезис нефорсированного управления электроклапаном существенно влияет на динамические характеристики контура.

Л и т е р а т у р а

1. Теория автоматического управления. Под ред. Нетушила А.В. М., 1968. 2. Бесекерский В.А. Динамический синтез систем автоматического регулирования. М., 1970.

А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел, С.Ф. Безверхий

ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ ПО НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ

В работе [1] был описан метод расчета с помощью аналоговых вычислительных машин нагрузок в трансмиссии, обусловленных взаимодействием автомобиля с неровностями дороги. При этом связь между колебаниями поступательно движущихся масс автомобиля и колебаниями масс трансмиссии рассматривалась через вертикальные и горизонтальные составляющие реакции дороги. Движение поддрессоренных и неподдрессоренных масс автомобиля и масс трансмиссии описывалось системой нелинейных дифференциальных уравнений. Нелинейность уравнений определялась нелинейностью коэффициентов (нелинейность

подвески автомобиля, удары в ограничитель подвески и др.) и наличием в уравнениях произведений переменных. В частности, в уравнения входят величины

$$A = q'_S [r_D(\varphi_{01} - \varphi_{12}) - x] \quad \text{и} \quad q'_S(R + R_{ст}),$$

где q'_S - производная профиля неровности; r_D - динамический радиус колеса; φ_{12} - угол закрутки приведенного звена трансмиссии; φ_{01} - угол закрутки звена, имитирующего тангенциальную жесткость шин ведущих колес; x - величина продольного динамического смещения ведущего моста относительно статического положения; R - динамическая составляющая нормальной реакции дороги; $R_{ст}$ - статическая нормальная реакция дороги.

Анализ сложных систем нелинейных дифференциальных уравнений практически возможен методом статистических испытаний на цифровых или аналоговых вычислительных машинах. Однако несмотря на высокую точность, этот метод не пригоден для инженерных расчетов. При решении на аналоговых машинах обычно затрачивается много времени на отладку схемы и обработку полученных записей процессов. Если же использовать цифровые вычислительные машины, то затрачивается много машинного времени на решение каждого варианта. Последнее вызвано тем, что для обеспечения приемлемой точности необходимы большие реализации при малом шаге счета.

Линейные системы на ЦВМ рассчитываются значительно проще, поскольку в данном случае расчет спектральной плотности выходного процесса сводится к перемножению спектральной плотности дороги на квадрат модуля передаточной функции системы.

При выяснении возможности линеаризации динамической системы "поступательно движущиеся массы автомобиля - трансмиссия" были положены в основу известные из экспериментальных исследований режимов движения автомобилей положения о том, что среднеквадратичные прогибы подвесок при движении даже в тяжелых дорожных условиях не превосходят 0,25, а максимальные 0,75 от максимального динамического прогиба.

При исследовании на АВМ возможности линеаризации оказалось удобным оценивать режим движения автомобиля по дороге синусоидального профиля величиной $\epsilon = R / R_{ст}$. При ϵ , близком к единице или больше, движение автомобиля сопровождается пробуксовкой ведущих колес, пробоями подвески, отрывами колес от дороги.

Расчеты показали, что величина A , учитывающая влияние продольных колебаний автомобиля и колебаний в трансмиссии на величину нормальной реакции дороги, мало влияет на величину динамической составляющей момента в трансмиссии до значений $\epsilon = 0,55 - 0,6$. При $\epsilon > 0,6$ влияние величины A быстро возрастает.

Аналогичным образом исследовалась возможность замены произведения переменных величин $(R + R_{ст}) q'_S$ на произведение $R_{ст} q'_S$.

В дальнейшем было установлено, что при исключении из уравнений движения величины A и одновременной замене произведения $(R + R_{ст}) q'_S$ на произведение $R_{ст} q'_S$ относительная погрешность определения максимальных моментов не превышает 7% при значениях $\epsilon \leq 0,5$.

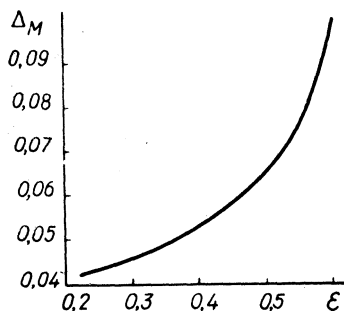
Относительная погрешность определялась по выражению

$$\Delta_M = \frac{M_1 - M_2}{M_1},$$

где Δ_M - относительная погрешность; M_1 - максимальный момент, действующий в трансмиссии, рассчитанный по нелинейным уравнениям; M_2 - максимальный момент, действующий в трансмиссии, рассчитанный по линеаризованным уравнениям.

На рис. 1 приведена зависимость относительной погрешности Δ_M от параметра ϵ . Из графика можно сделать вывод, что при расчетах нагрузок, действующих в трансмиссии при эксплуатационных режимах движения автомобилей ($\epsilon \leq 0,5 - 0,6$),

Рис. 1 Зависимость погрешности Δ_M от параметра ϵ .



вполне допустимо использовать линейризованные дифференциальные уравнения.

Линеаризованная система уравнений в операторной форме имеет вид

$$\begin{aligned}
 & \left[p^2 + (a_2 + b_2) \frac{K_{23}}{r_d} p + (a_2 + b_2) \frac{C_{23}}{r_d} \right] X(p) + \left[(K_p c_2 + K_{ш} c_1) p + \right. \\
 & \left. + (C_p c_2 + C_{ш} c_1) \right] \xi(p) - c_2 (K_p p + C_p) Z(p) - (a_2 + b_2) \frac{C_{23}}{r_d} \varphi_{01}(p) - \\
 & - (a_2 + b_2) \frac{C_{23}}{r_d} \varphi_{12}(p) - \left\{ \left[c_1 K_{ш} - \frac{1}{V} (a_2 + b_2) \left(\frac{C_{23}}{r_A} - R_{ст} \right) \right] p + \right. \\
 & \left. + C_{ш} c_1 \right\} Q(p) = 0; \\
 & (p^2 + a_1 K_p p + a_1 C_p) Z(p) - \left[(a_1 K_p - a_2 K_{ш}) p + a_1 C_p - \right. \\
 & \left. - a_2 C_{ш} \right] \xi(p) - a_2 (K_{ш} p + C_{ш}) Q(p) = 0; \\
 & \left\{ p^2 + [b_1 K_p + (a_2 + b_1) K_{ш}] p + (a_2 + b_1) C_{ш} + b_1 C_p \right\} \xi(p) - \\
 & - b_1 [K_p p + C_p] Z(p) - (a_2 + b_1) (K_{ш} p + C_{ш}) Q(p) = 0; \\
 & \left[p^2 + \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) K_{12} p + \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) C_{12} + \frac{C_{23}}{I_2} \right] \varphi_{12}(p) - \\
 & - \left[\frac{1}{I_1} K_{01} p + \frac{1}{I_1} C_{01} - \frac{C_{23}}{I_2} \right] \varphi_{01}(p) - \frac{1}{I_2 r_A} [K_{23} p + \\
 & + C_{23}] X(p) - \left[r_A R_{ст} p + C_{23} \right] \frac{1}{I_2 V} Q(p) = 0; \\
 & \left[p^2 + \frac{1}{I_1} K_{01} p + \frac{1}{I_1} C_{01} \right] \varphi_{01}(p) - \left[\frac{1}{I_1} K_{12} p + \right. \\
 & \left. + \frac{1}{I_1} C_{12} \right] \varphi_{12}(p) = 0,
 \end{aligned}$$

где $a_1 = \frac{M_0 + m}{H}$; $a_2 = \frac{a^2 M_z}{H}$; $b_1 = \frac{M_z (M_0 + m)}{mH}$;

$$b_2 = \frac{M_z(a^2 M_o + m)}{mH}; \quad c_1 = \frac{aM_o M_z}{mH}; \quad c_2 = \frac{aM_o(M_z + m)}{mH};$$

$$H = a^2 M_o M_z + a^2 M_o m + M_o M_z + M_z m;$$

z - вертикальное перемещение подрессоренной массы; ξ - вертикальное перемещение неподрессоренной массы; M_z - подрессоренная масса автомобиля, совершающая вертикальные колебания; M_o - полная подрессоренная масса автомобиля; m - неподрессоренная масса автомобиля; I_1 - приведенный момент инерции маховика двигателя и отнесенных к нему деталей трансмиссии; I_2 - приведенный момент инерции колес и отнесенных к нему² деталей трансмиссии; C_{12} - приведенная жесткость трансмиссии; C_{23} - тангенциальная жесткость шин; $C_{ш}$ - радиальная жесткость шин; C_p - жесткость упругого элемента подвески.

Спектральная плотность момента, действующего в трансмиссии, определяется спектральной плотностью микропрофиля дороги и передаточной функцией системы "поступательно движущаяся масса автомобиля - трансмиссия"

$$S_m = S_q |W(i\omega)|^2 C_{12}^2, \quad (2)$$

где S_m - спектральная плотность момента в трансмиссии; $W(i\omega)^M$ - передаточная функция; S_q - спектральная плотность микропрофиля дороги.

Квадрат модуля передаточной функции определяется решением системы уравнений (1) и в конечном итоге имеет вид

$$|W(i\omega)|^2 = \frac{(-\beta_2 \omega^4 + \beta_4 \omega^2 - \beta_6 + \beta_8 \omega^{-2} - \beta_{10} \omega^{-4} + \beta_{12} \omega^{-6})^2}{(\rho_1 \omega^6 - \rho_3 \omega^4 + \rho_5 \omega^2 - \rho_7 + \rho_9 \omega^{-2} - \rho_{11} \omega^{-4} + \rho_{13} \omega^{-6})^2} +$$

$$+ \frac{(-\beta_1 \omega^5 + \beta_3 \omega^3 - \beta_5 \omega + \beta_7 \omega^{-1} - \beta_9 \omega^{-3} + \beta_{11} \omega^{-5})^2}{(\rho_2 \omega^5 + \rho_4 \omega^3 - \rho_6 \omega + \rho_8 \omega^{-1} - \rho_{10} \omega^{-3} + \rho_{12} \omega^{-5})^2} \cdot (3)$$

Коэффициенты β_i и ρ_i определяются следующими конструктивными параметрами автомобиля: жесткостью подвески, радиальной и тангенциальной жесткостью шин, жесткостью трансмиссии, демпфированием в подвеске, демпфированием в радиальном и тангенциальном направлении в шине, демпфированием в трансмиссии, кинематикой подвески.

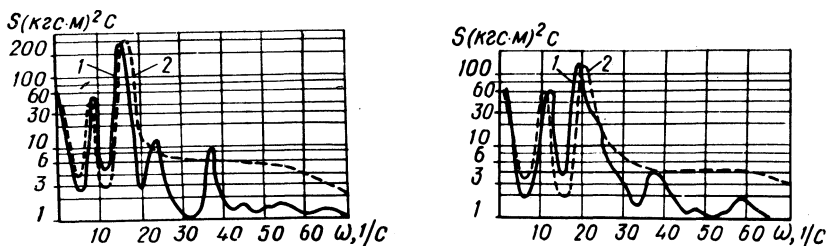


Рис. 2. Спектральная плотность момента на полуоси автомобиля МАЗ-500А при движении по булыжной дороге на третьей передаче со скоростью 25 км/ч (рис. слева) и на четвертой передаче со скоростью 40 км/ч (рис. справа):

1 — по экспериментальным данным; 2 — по расчетным данным.

По алгоритму (2), (3) для ЦВМ "Минск-22" была разработана программа вычисления спектральной плотности S_M и дисперсии D_M момента, нагружающего трансмиссию автомобиля при движении по неровной дороге.

Для проверки корректности рассмотренного метода расчета и оценки точности получаемых результатов в сравнении с экспериментальными данными были проведены испытания автомобиля МАЗ-500А. Испытания проводились на ровной булыжной дороге комплекса спецдорог автополигона НАМИ при номинальной нагрузке в кузове. Скорости движения автомобиля были постоянными (контроль по спидометру) 25 км/ч, 40 км/ч, 50 км/ч соответственно на третьей, четвертой и пятой передачах в коробке передач.

С помощью комплекта магнитной записи регистрировался крутящий момент на полуоси автомобиля.

На рис. 2 показаны спектральные плотности крутящего момента на полуоси, полученные по экспериментальным данным. На этих же графиках нанесены спектральные плотности момента на полуоси, полученные расчетом.

Полученная экспериментально, спектральная плотность дороги, на которой проводились испытательные заезды, в расчетах аппроксимировалась дробнорациональным выражением.

Сравнение спектральных плотностей моментов на полуоси автомобиля, полученных расчетом и по экспериментальным данным, показывает достаточно высокую степень совпадения, особенно в диапазоне частот, на который приходится большая часть дисперсии процесса нагружения.

Л и т е р а т у р а

1. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Влияние дорожных неровностей на нагруженность трансмиссии автомобиля. - В сб. : Автотракторостроение . Минск, 1975, вып.7.

И.И. Лепешко

УРАВНЕНИЕ ТЯГОВОГО БАЛАНСА ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ

Все силы и моменты, действующие на автомобиль при криволинейном движении, можно разделить на две группы: 1) силы или реакции, удерживающие автомобиль на криволинейной траектории; 2) движущие силы.

При определении тягового баланса обычно пользуются одной из методик [1, 2] определения сил, действующих на автомобиль. Пользуясь этими методиками, всегда необходимо решать систему трех дифференциальных уравнений движения, включающих в себя изменение сил реакции и сил сопротивления. При этом общее решение получается сложным и не обеспечивающим во многих случаях выявление влияния конструктивных особенностей машины на тяговые силы при повороте.

Попытка определить тяговые силы по одному уравнению движения [3] приводит к ошибочному результату. В работе [3] авторами выведено уравнение центробежной силы инерции в проекции на продольную ось, не являющуюся дополнительным сопротивлением движению.

При изменении направления движения происходит сложный процесс взаимодействия автомобиля с опорной поверхностью, сопровождающийся перераспределением кинетической энергии между отдельными точками массы и изменением величин и направлений действия сил и моментов сопротивления. Последние с учетом влияния инерционных сил вызывают изменение тяговых сил на ведущих колесах.