

рия и конструирование мобильных машин. Мн., 1979, вып.13.
 2. Метлюк Н.Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов: Докт. дис. - Мн., 1973. 3. Метлюк Н.Ф., Автушко В. П. Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов. - В сб.: Автотракторостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей. Мн., 1977, вып. 9.

УДК 629.113 - 585

М.М.Белоус, А.И.Гришкевич

ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ ВРЕМЕНИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В СИСТЕМЕ ЦЕНТРАЛЬНОЙ СИНХРОНИЗАЦИИ

При разработке систем автоматического управления (САУ) часто возникает потребность в получении тех или иных функциональных зависимостей, необходимых для доводки системы управления до установки ее на объект управления. Данные такого рода можно получить, состыковав реальную систему управления с моделью объекта управления.

Ниже описано теоретическое исследование влияния различных факторов на величину времени переключения передач в трансмиссии автомобиля МАЗ-500А на комплексе, состоящем из аналоговой машины МН-14 и автоматической системы управления ступенчатой механической трансмиссией с центральной синхронизацией, в которой синхронизатором является двигатель автомобиля в сочетании с моторным тормозом. На АВМ решалась система уравнений, описывающих работу дизельного двигателя со всережимным регулятором и трехмассовой модели автомобиля:

$$\mu \frac{d^2 z}{dt^2} = A \omega \frac{2,2}{1 p} - E - \nu \frac{dz}{dt} - f \text{Sign} \frac{dz}{dt};$$

$$M_e(\omega_1, z) = M_i(\omega_1, z) - M_{тр}(\omega_1) - M_{MT}(\omega_1);$$

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_e(\omega_1, z) - M_{сш};$$

$$M_{cu} = M_{12} \leq M_{cu \max};$$

$$M_{12} = C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - K_{12}(\omega_1 - \omega_2);$$

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_{12} - M_{23} \frac{1}{i_k}; \quad (1)$$

$$M_{23} = C_{23}(\varphi_2 \frac{1}{i_k} - \varphi_3) - K_{23}(\omega_2 \frac{1}{i_k} - \omega_3);$$

$$J_3 \frac{d\omega_3}{dt} = M_{23} - M_c.$$

В уравнениях (1) приняты следующие обозначения:

μ - среднее значение приведенной к муфте массы регулятора и органов топливоподающей аппаратуры, кг;

z - перемещение муфты регулятора, м;

A - инерционный коэффициент, кг·м;

ω_1 - частота вращения коленчатого вала двигателя, Гц;

i_p - отношение частот вращения валика регулятора и коленчатого вала двигателя;

E - совместное усилие главной и пусковой пружин, приведенное к муфте регулятора, Н;

\mathcal{V} - величина фактора торможения, Н·с·м⁻¹;

f - величина сухого трения, Н;

$M_e(\omega_1, z)$; $M_i(\omega_1, z)$ - эффективный и индикаторный крутящие моменты двигателя в функции частоты вращения коленчатого вала и положения муфты регулятора, Н·м;

$M_{тр}(\omega_1)$ - момент механического трения двигателя в функции частоты вращения его коленчатого вала, Н·м;

$M_{мт}(\omega_1)$ - момент моторного тормоза в функции частоты вращения коленчатого вала, Н·м;

J_1 - момент инерции двигателя и сцепления, Н·м·с²;

J_2 - момент инерции первичного и промежуточного валов коробки передач и входящие в зацепление с ним шестерни вторичного вала, приведенный к первичному валу, Н·м·с²;

J_3 - момент инерции маховика, эквивалентный поступательно движущейся массе автомобиля, приведенный к выходному валу, Н·м·с²;

- $M_{\text{сц}}$ - момент трения в сцеплении, Н·м;
 $M_{\text{сц max}}$ - максимальный момент трения в сцеплении, Н·м;
 M_{12} - крутящий момент на первичном валу коробки передач (КП), Н·м;
 M_{23} - крутящий момент на выходном валу КП, Н·м;
 C_{12} - жесткость демпфера ведомого диска сцепления и первичного вала КП, Н·м;
 C_{23} - жесткость остальной части трансмиссии, Н·м;
 ω_2 - частота вращения промежуточного вала КП, приведенная к первичному валу, Гц;
 ω_3 - частота вращения вторичного вала КП, Гц;
 M_c - момент сопротивления движению автомобиля, приведенный ко вторичному валу КП, Н·м;
 i_k - передаточное отношение КП на включенной передаче;
 $\varphi_1 - \varphi_2$ - угол закрутки первичного вала КП, рад;
 $\varphi_2 \frac{1}{i_k} - \varphi_3$ - угол закрутки вторичного вала КП, рад;
 K_{12} - коэффициент вязкого трения демпфера сцепления, Н·м·с;
 K_{23} - коэффициент вязкого трения шин автомобиля, приведенный к выходному валу КП, Н·м·с;

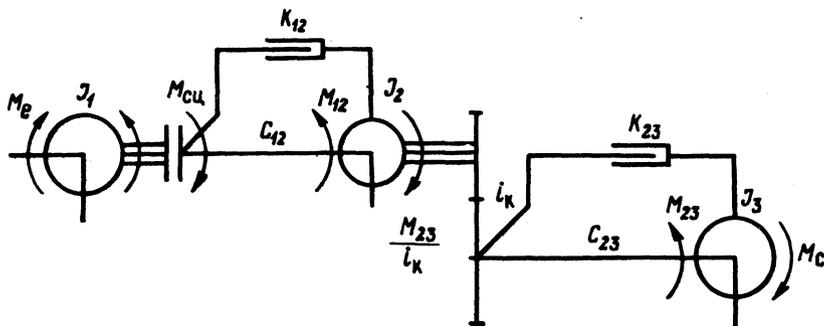


Рис. 1. Расчетная динамическая система машинного агрегата автомобиля.

Расчетная динамическая система машинного агрегата автомобиля МАЗ-500А представлена на рис. 1. Данные для решения системы уравнений (1) взяты из работ [1 - 5]. Для исследования влияния различных факторов на время переключе-

ния передач был проведен многофакторный эксперимент по плану, имеющему вид латинского куба второго порядка размера $3 \times 3 \times 3$ [6]. В план включены следующие факторы: X_1 - коэффициент суммарного дорожного сопротивления; X_2 - время срабатывания исполнительного механизма коробки передач, с; $X_3 = N / N_{\text{ном}}$ - коэффициент мощности двигателя; $X_4 = M_{\text{мт}} / M_{\text{мт ном}}$ - коэффициент момента моторного тормоза; X_5 - знаменатель ряда передаточных чисел коробки передач.

Для каждого фактора выбрана область его варьирования (верхний и нижний уровни), основной уровень и интервал варьирования. Эти величины приведены в табл. 1.

В результате математической обработки полученных данных получаем уравнения регрессии для переключения "вверх" и "вниз".

В случае переключения "вверх":

$$T = -0,654 + 0,039 \cdot X_1 + 0,664 \cdot X_2 - 0,847 \cdot X_4 + 1,602 \cdot X_5; \quad (2)$$

в случае переключения "вниз":

$$T = 0,209 + 0,016 \cdot X_1 + 0,653 \cdot X_2 - 0,477 \cdot X_3 + 0,415 \cdot X_5. \quad (3)$$

Анализ выражений (2) и (3) показывает, что на величину времени переключения передач "вверх" и "вниз" существенно влияет значение знаменателя ряда передаточных чисел в коробке передач. Следовательно, такую систему синхронизации целесообразно использовать в трансмиссиях с возможно боль-

Таблица 1

Показатели	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
Основной уровень	0	0,11	0,9	0,8	1,6
Интервал варьирования	0,04	0,09	0,1	0,2	0,4
Верхний уровень	+0,04	0,20	1,0	1,0	2,0
Нижний уровень	-0,04	0,02	0,8	0,6	1,2

шим числом передач. Влияние мощностных и тормозных характеристик двигателя таково, что наименьшее значение времени переключения получаем при номинальных значениях мощности двигателя и момента моторного тормоза, хотя при эксплуатации их значения меняются в широких пределах (например, в горных условиях). Что касается продолжительности срабатывания исполнительного механизма коробки передач, то здесь необходимо добиваться наибольшего быстрогодействия. Влияние дорожных условий для принятого интервала варьирования на величину времени переключения передач незначительно.

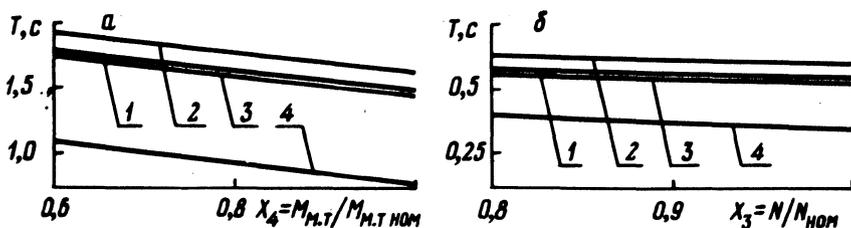


Рис. 2. Время переключения передач:

а — с низшей на высшую; 1 — переключение с 1-й передачи на 2-ю; 2 — со 2-й на 3-ю; 3 — с 3-й на 4-ю; 4 — с 4-й на 5-ю; б — с высшей на низшую; 1 — переключение со 2-й передачи на 1-ю; 2 — с 3-й на 2-ю; 3 — с 4-й на 3-ю; 4 — с 5-й на 4-ю.

Графическая интерпретация уравнений (2) и (3) для времени срабатывания исполнительного механизма коробки передач, равного 0,1 с, в случае движения по дороге с величиной суммарного дорожного сопротивления, равной 0,02, при последовательном переключении передач представлена на рис.2.

Л и т е р а т у р а

1. Храмов Ю.В. Расчетно-экспериментальный метод исследования переходных процессов автотракторных дизелей. — Автомобильная промышленность, 1965, №2, с.5 — 7. 2. Определение статических характеристик регулятора четырехтактных двигателей ЯМЗ/ Е.И.Блаженнов, А.Г.Терешук, П.Б.Поляков, Н.В.Мысик. — Автомобильная промышленность, 1969, №8, с. 1 — 4. 3. Носиков В.А. Исследование тормозной эффективности двигателя ЯМЗ-236, — Автомобильная промышленность, 1969, №9, с. 7 — 8. 4. Гришкевич А.И., Чечик В.И., Альгин В.Б. Исследование колебательных свойств трансмиссий грузовых автомобилей. — В сб.: Автотракторостроение. Мн., 1976, вып. 8, с.40 — 46. 5. Гришкевич А.И., Альгин В.Б., Чечик В.И. Нагрузки в трансмиссии

автомобиля от неравномерной работы ДВС. - В сб.: Авто-тракторостроение. Мн., 1976, вып.8, с. 59-64. 6.Марков а Е.В. Руководство по применению латинских планов при планировании эксперимента с качественными факторами. - Челябинск, 1971, с.156.

УДК 629.113.012.8 - 85 - 82

В.М.Беляев, Н.Н.Веремеев, Д.М.Ломако

СРАВНЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ С ЛИНЕЙНОЙ И НЕЛИНЕЙНОЙ ПОДВЕСКАМИ

В процессе эксплуатации все автомобили в большей или меньшей степени работают при разных нагрузках. Так, нагрузка на заднюю подвеску автомобиля средней грузоподъемности с грузом в 3 - 5 раз превышает нагрузку на эту же подвеску для автомобиля без груза. Если предположить, что характеристика задней подвески имеет линейный характер, а соотношение нагрузок на подвеску для автомобиля с грузом и без него равно 4, то частота собственных колебаний автомобиля без груза в 2 раза больше соответствующей частоты колебаний автомобиля с грузом. Это ухудшает плавность хода автомобиля.

Если применить подвеску с нелинейной характеристикой, то парциальные частоты собственных колебаний изменятся незначительно при изменении нагрузки.

Наиболее распространенными упругими элементами в подвесках грузовых автомобилей являются листовые рессоры, упругая характеристика которых носит линейный характер. Поэтому возникла необходимость сравнить колебания грузового автомобиля с линейной и нелинейной подвесками при движении по дорогам со случайным микропрофилем.

Расчетная схема колебаний грузового автомобиля представлена в виде трехмассовой динамической модели (рис. 1). Она составлена в предположении, что автомобиль симметричен относительно центральной продольной вертикальной плоскости и что микропрофиль по левому и правому следам колес автомобиля одинаков.

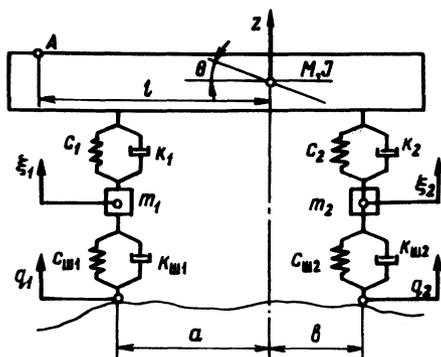


Рис. 1. Расчетная динамическая модель.

относительно центральной продольной вертикальной плоскости и что микропрофиль по левому и правому следам колес автомобиля одинаков.